

# **Optimierung des hydraulischen Antriebes des DLR - Herzunterstützungs- systems**

Andreas Kunz



## DIPLOMARBEIT

# OPTIMIERUNG DES HYDRAULISCHEN ANTRIEBES FÜR DAS DLR - HERZUNTERSTÜTZUNGSSYSTEM

Freigabe:

Der Bearbeiter:

Unterschriften

Andreas Kunz



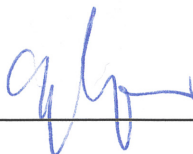
Betreuer:

Dr. Thomas Schmid



Der Institutsdirektor

Prof. Dr. G. Hirzinger



Dieser Bericht enthält 112 Seiten, 76 Abbildungen und 6 Tabellen.



# **Optimierung des hydraulischen Antriebes des DLR-Herzunterstützungssystems**

**Diplomarbeit**

von

**Andreas Kunz**

Hochschule Regensburg  
University of Applied Sciences

Studiengang Maschinenbau

Erstprüfer:	Prof. Dr.-Ing. Peter Gschwendner, HR
Zweitprüfer:	Prof. Dr.-Ing. Thomas Schaeffer, HR
Betreuer:	Dr.-Ing. Thomas Schmid, DLR
Eingereicht am:	30. 01. 2010

## Kurzfassung

### **Optimierung des hydraulischen Antriebes des DLR-Herzunterstützungssystems**

Diese Diplomarbeit befasst sich mit Realisierungsmöglichkeiten eines hydraulischen Antriebskonzeptes für das vollimplantierbare Herzunterstützungssystem „DLR LVAD-5“, welches am Institut für Robotik und Mechatronik am Deutschen Zentrum für Luft- und Raumfahrt (DLR) entwickelt wird.

Dieser Arbeit vorausgehend wurde für den Antrieb bereits das Rollenzellenprinzip ausgewählt und ein angepasstes Gehäusemodell entworfen. Ziel dieser Arbeit war es dieses Antriebskonzept zu optimieren. Die Anforderungen sind vor allem eine längere Lebensdauer und ein höherer Wirkungsgrad. Das Unterstützungssystem soll voll implantierbar bleiben und die Eigenschaften Doppelpulsatilität und blutschonendes Verdrängerprinzip beibehalten.

Schwerpunkt dieser Arbeit ist die Entwicklung eines Versuchsstandes, mit dem die wichtigsten Systemparameter ermittelt werden können, die zur Optimierung einer hydraulischen Antriebseinheit benötigt werden.

## Abstract

### **Optimization of the hydraulic drive unit for the DLR Heart Assist Device**

The subject presented in this diploma thesis is the optimization of the hydraulic drive unit of the fully implantable Left Ventricular Assist Device “DLR LVAD-5”, which has been developed at the Institute for Robotics and Mechatronics of the German Aerospace Center (DLR). The mechanical drive system of the LVAD-5 ventricular pump concept is supposed to be replaced by a hydraulic principle. The expectations with regard to this hydraulic drive system are a prolonged operational life span and higher energy efficiency. The LVAD will thereby remain fully implantable and will keep its outstanding features, which are a double-pulsatile blood flow and a displacement pump principle with gentle blood treatment. Preliminary to this study, a scheme for a housing which is adapted to the new driving system and an appropriate hydraulic drive concept have already been chosen. The focus of this study is the development of a test bench, which helps to determine the most important system parameters, required for the optimization of the hydraulic drive unit. This diploma thesis includes the design and construction of the test bench as well as the analysis of its results, which can be used as a basis for dimensioning an integrated engine prototype.



## Danksagung

An erster Stelle möchte ich mich bei meinen Eltern bedanken, die durch ihre Bodenständigkeit und ihre finanzielle Unterstützung meinen Werdegang überhaupt erst ermöglichten.

Weiter bedanke ich mich bei Herrn Dr. Thomas Schmid für das Vertrauen in meine Person, den hydraulischen Antrieb des DLR-Herzunterstützungssystems einen Schritt weiter voranzubringen.

Ganz besonders möchte ich meinen Dank an jeden Einzelnen des derzeit 12-köpfigen Herz-Teams richten für das stets angenehme Arbeitsklima und die außerordentlich kollegiale Zusammenarbeit.

Für die hochschulseitige Betreuung meiner Arbeit möchte ich mich recht herzlich bei Herrn Prof. Dr. Peter Gschwendner bedanken, der mir stets beratend zur Seite stand.

Nicht zuletzt gilt mein Dank allen Korrekturlesern und -leserinnen für ihre Mühe.

# Inhaltsverzeichnis

<b>Kurzfassung .....</b>	<b>2</b>
<b>Abstract .....</b>	<b>2</b>
<b>Danksagung.....</b>	<b>3</b>
<b>Inhaltsverzeichnis .....</b>	<b>4</b>
<b>Abbildungsverzeichnis.....</b>	<b>6</b>
<b>Fachausdrücke und Abkürzungen .....</b>	<b>8</b>
<b>Vorwort .....</b>	<b>14</b>
<b>1     Einleitung.....</b>	<b>15</b>
<b>2     Hintergrund .....</b>	<b>16</b>
<b>3     Medizinische Grundlagen .....</b>	<b>18</b>
3.1     Das Herz-Kreislauf-System.....	18
3.2     Das Transportfluid „Blut“ .....	20
3.3     Aufbau und Funktionsweise des menschlichen Herzens .....	21
3.4     Therapieverlauf bei Herzinsuffizienz .....	24
<b>4     Stand der Technik.....</b>	<b>26</b>
4.1     Kunstherzsysteme.....	27
4.2     Assistenzsysteme .....	29
<b>5     Das DLR-Herzunterstützungssystem.....</b>	<b>35</b>
5.1     Aufbau und Funktionsweise .....	35
5.2     Das Antriebssystem des DLR VAD-5.....	37
5.3     Das hydraulische Antriebssystem des DLR LVAD-5.1 .....	39
<b>6     Entwicklung eines hydraulischen Antriebssystems – prinzipielle Betrachtung.....</b>	<b>41</b>
6.1     Anforderungen an den hydraulischen Antrieb.....	41
6.2     Regeleinrichtung für den Drehrichtungswechsel.....	43
6.3     Modifizierte Rollen- und Flügelzellenpumpe .....	45
6.3.1     Die Bewegung der Sperrkörper.....	47
6.3.2     Die Beschleunigungskräfte der Sperrkörper .....	50
6.3.3     Modifiziertes Flügel- / Rollenzellenprinzip .....	55
6.4     Zahnringpumpe .....	61
6.5     Axialpumpe .....	62

6.6	Lagerungen .....	63
6.6.1	Hydrostatische Lagerung .....	63
6.6.2	Hydrodynamische Lagerung .....	64
6.6.3	Magnetische Lagerung.....	66
6.6.4	Wälzlagerung .....	67
6.6.5	Möglichkeiten und Realisierungsstrategie.....	67
6.7	Hydraulikfluid.....	68
<b>7</b>	<b>Entwicklung und Aufbau eines Versuchsstandes zur Optimierung des Rollenzellenantriebs .....</b>	<b>69</b>
7.1	Anforderungen an den Versuchsstand.....	69
7.2	Technische Machbarkeit, Recherche zu Bauteilkomponenten .....	71
7.2.1	Lagerungen .....	71
7.2.2	Wellenabdichtung.....	72
7.3	Funktionelle Konzeption und Variantenkonstruktion .....	75
7.3.1	Konzeptionelle Ausführung nach Funktion.....	75
7.3.2	Variantenkonstruktion und Versuchsplanung.....	77
7.3.2.1	Versuchsreihe 1: Volumenstrommessung .....	78
7.3.2.2	Versuchsreihe 2: Einfluss des Spaltes zwischen Rolle und Rotor .....	79
7.3.2.3	Versuchsreihe 3: Untersuchung der Strömungsverhältnisse .....	80
7.4	Montagegerechte Konstruktion .....	82
7.4.1	Lagerbaugruppe.....	82
7.4.2	Gehäusebaugruppe .....	86
7.4.3	Motoren .....	91
<b>8</b>	<b>Versuchsdurchführung und Auswertung.....</b>	<b>92</b>
8.1	Versuchsstandsbeschreibung .....	93
8.2	Kalibrierung des Durchfluss-Messensors.....	94
8.3	Volumenstrommessung bei verschiedenen Rotorgrößen .....	95
8.4	Bewegungsverhalten der Zylinderrollen.....	97
8.5	Einfluss der Spalthöhe zwischen Rotor und Stator .....	100
8.6	Optische Untersuchung der Strömungsverhältnisse.....	103
<b>9</b>	<b>Zusammenfassung und Ausblick.....</b>	<b>105</b>
	<b>Literaturverzeichnis .....</b>	<b>107</b>
	<b>Erklärung .....</b>	<b>112</b>
	<b>Anhang.....</b>	<b>113</b>

## Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1-1: DLR-LVAD [Sch03] .....	15
Abbildung 2-1: Differenz zwischen Herztransplantationen und Neuansmeldungen im Zeitraum zwischen 1999 und 2008 [Dso09] .....	17
Abbildung 3-1: Schematische Darstellung des Blutkreislaufs des Menschen [Fal95]...	19
Abbildung 3-2: Rote Blutkörperchen in einer Glaskapillare von 10µm Durchmesser [Fae09] .....	21
Abbildung 3-3: Anordnung der Herzkammern und –klappen [Spe09].....	22
Abbildung 3-4: Grafik des Herzzyklus nach H. Oertel [Oer02].....	23
Abbildung 4-1: Das künstliche Herz der Firma Carmat SAS mit flexibler Außenhaut...	27
Abbildung 4-2: Hydraulisches Antriebssystem des TAH von Carmat SAS [Car07] .....	27
Abbildung 4-3: TAH-Systeme: das <i>Cardiowest®</i> links, und rechts das <i>Abiocor®</i> .....	28
Abbildung 4-4: 65jähriger Patient mit Unterstützung durch das <i>HeartMate® I</i> , [Wil00].....	29
Abbildung 4-5: Das <i>Novacor® LVAD</i> [Dir06] .....	30
Abbildung 4-6: Implantiertes parakorporales <i>Thoratec® VAD</i> [Mal09] .....	31
Abbildung 4-7: Axialpumpe <i>Jarvic 2000®</i> , Durchmesser: 2,5cm, Gewicht: 90g [Per06] .....	32
Abbildung 4-8: Kabelführung des retro-aurikulären Steckers [Per06].....	32
Abbildung 4-9: Einteilung der verschiedenen Assistenzsysteme nach Lokalisation, Antriebsart und Ziel der Unterstützung [Ada08] .....	33
Abbildung 5-1: Komponenten und Anordnung des DLR-LVAD3 .....	35
Abbildung 5-2: Transkutane Energieübertragung mittels zweier Induktionsspulen. ....	36
Abbildung 5-3: DLR LVAD5 .....	37
Abbildung 5-4: Strömungsverlauf des Ventrikels der 5. Generation [Sch07] .....	37
Abbildung 5-6: Bauhöhe LVAD-5 .....	38
Abbildung 5-7: Hydro-Demonstrationsgehäuse mit künstlichen Ventrikeln .....	39
Abbildung 5-8: Rollenzellenantrieb integriert in das Gesamtsystem [Gme08] .....	40
Abbildung 6-1: Adaption einer Membran für beide Ventrikel (Darstellung untere Gehäusehälfte).....	44
Abbildung 6-2: Schnittebene A-A, Darstellung der Membranfunktion .....	44
Abbildung 6-3: Funktionsschema einer Flügelzellenpumpe [Iva93].....	45
Abbildung 6-4: Funktionsschema einer Rollenzellenpumpe [Bos09] .....	46
Abbildung 6-5: Bewegungsbahn der Sperrkörper (hier: Zylinderrolle) gegenüber der Drehachse des Rotors .....	47
Abbildung 6-6: Lage des Punktes Z im System B und System 0 (Abszissenwerte) .....	49
Abbildung 6-7: anschauliche Darstellung der Coriolisbeschleunigung .....	53
Abbildung 6-8: Spalt s zwischen Zylinderrolle und Rotorführung.....	53
Abbildung 6-9: HSC-Rotor mit hydraulisch kurzgeschlossenen Führungstaschen .....	55
Abbildung 6-10: Darstellung des geometrischen Fördervolumens im Vergleich.....	56
Abbildung 6-11: HSC-Rotor in Trommelausführung, räumliche Darstellung.....	57
Abbildung 6-12: HSC-Rotor in Trommelausführung, Schnittdarstellung .....	57
Abbildung 6-13: HSC-Rotor mit angepassten Sperrkörpern .....	58
Abbildung 6-14:HSC-Rotor mit Druckentlastungsbohrungen.....	60
Abbildung 6-15: Verzahnung [Bas09] .....	61
Abbildung 6-16: Bidirektional funktionierende Axialpumpe .....	62

Abbildung 6-17: Drehzahlabhängige Mittelpunktverlagerung beim vollumschließenden Radialgleitlager .....	64
Abbildung 6-18: Stribeckkurve mit Slick-Stip-Bereich .....	65
Abbildung 6-19: Verschiebung in Richtung der x-Achse .....	66
Abbildung 7-1: Korrosionsbeständigkeit: Vergleich zwischen Nirostählen, Beschichtungen und <i>Cronitect</i> ® [Fag09] .....	71
Abbildung 7-2: Vergleich zwischen Cronitect (1) und 440C-Stahl (2) nach 500h Salzsprühtest [Fag09] .....	72
Abbildung 7-3: Unterschiedliche Winkel an der Dichtkante eines RWDR [Nau03] .....	73
Abbildung 7-4: Lippendichtung Turcon Varilip PDR® [Bus04] .....	74
Abbildung 7-5: Pumpeneinheit in 3D - Schnittdarstellung .....	75
Abbildung 7-6: Querschnitt durch die Pumpeneinheit .....	76
Abbildung 7-7: rechteckige Anlaufplatte (5) mit Führungsfunktion für den Stator (6) ...	76
Abbildung 7-8: Verstellbarkeit der Exzentrizität des Rotors .....	77
Abbildung 7-9: Verschiedene Bauformen der Führungstaschen im Rotor .....	78
Abbildung 7-10: Schrittweise Festlegung der Auslassgeometrie im Stator .....	78
Abbildung 7-11: Rotor C27 mit Zylinderrollen gleicher Masse nach Tabelle 7-3 .....	80
Abbildung 7-12: Einteilung in Baugruppen .....	82
Abbildung 7-13: Querschnitt durch die Lagerbaugruppe 626x3 .....	83
Abbildung 7-14: Positionierung der Montagehilfe zum Abziehen des Laufrings .....	84
Abbildung 7-15: Lagerbaugruppen 626x3 (links) und 608x2 (rechts) .....	85
Abbildung 7-16: Schnittdarstellung der Gehäusebaugruppe .....	86
Abbildung 7-17: Montagehilfe zum zentrischen verkleben der Borofloat-Glasscheiben .....	87
Abbildung 7-18: Zentrierung für die Rotormontage .....	87
Abbildung 7-19: Montagehilfe zum Pressen der Rotoren .....	88
Abbildung 7-20: Transparente Gehäusebauteile im Vergleich .....	89
Abbildung 7-21: Gehäusebaugruppen im Vergleich (Schnittdarstellung) .....	89
Abbildung 7-22: Transparente Gehäusebaugruppe zur Strömungssichtbarmachung ..	90
Abbildung 7-23: <i>RoboDrive M50x14</i> , montiert und vergossen im Gehäuse .....	91
Abbildung 7-24: <i>ATMEL</i> Motor-Kit mit bürstenlosem Gleichstrommotor .....	92
Abbildung 8-1: Versuchsstands Aufbau .....	93
Abbildung 8-2: Der Pumpenantrieb .....	94
Abbildung 8-3: Gebrauchte PTFE-Rollen mit Fasen an den Stirnflächen .....	96
Abbildung 8-4: Intensität der axialen Reibung an der Anlaufplatte: Schleifspuren nach der Versuchsreihe mit dem Rotor C27 .....	97
Abbildung 8-5: Definiertes Anliegen der Rollen am Statorring bei 285 U/min .....	98
Abbildung 8-6: Verschiedene Größen der Taschenöffnung beim Rotor C32-HSC .....	98
Abbildungen 8-7: Bewegungsbahn der Rollen bei unterschiedlichen Drehzahlen .....	99
Abbildung 8-8: Erfassung der Statorverstellung mit einer Messuhr .....	100
Abbildung 8-10: Gerichtete Strömung am Einlass .....	103
Abbildung 8-11: Wirbelbildung am Pumpenauslass .....	103
Abbildungen 8-12: Schichtweiser Graphittransport bei langsamer Rotordrehung .....	104



## Fachausdrücke und Abkürzungen

### Abkürzungen

ATP	Adenosintriphosphat
ATT	Alternative To Transplant
BTR	Bridge To Recovery
BTT	Bridge To Transplant
CAD	Computer Aided Design
CFD	Computational Fluid Dynamics
CNC	Computerized Numerical Control
cSt	Centistokes, Einheit der kinematischen Viskosität
CT	Computertomographie
DB	Datenblatt
DLR	Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt
EKG	Elektrokardiographie
EPDM	Ethylen-Propylen-Dien-Kautschuk
FDA	Food and Drug Administration: US-amerikanische Zulassungsbehörde
HES	Hydroxyethylstärke
HNS	High Nitrogen Steel
HR	Hochschule Regensburg
HSC	Hydraulic Short Circuit
HTX	Herztransplantation
ICD	Implantierbarer Cardioverter Defibrillator
IR	Infrarot
LED	Leuchtdiode
LVAD	Left Ventricular Assist Device
MFG	Mehrflächengleitlager
MRT	Magnetresonanztomographie
NBR	Nitril-Butadien-Rubber

NYHA	New York Heart Association
PIV	Particle Image Velocimetry, Laserschnittsverfahren
PMMA	Polymethylmethacrylat, Plexiglas
POM	Polyoxymethylen; thermoplastischer Kunststoff
PTFE	Polytetrafluorethylen (Teflon)
PU, PUR	Polyurethan
RWDR	Radialwellendichtring
SMD	Surface Mounted Device; oberflächenmontierbares Elektronik-Bauelement
TAH	Total Artificial Heart
TET	Transcutaneous Energy Transmission (kontaktlose Energieversorgung)
UZS	Uhrzeigersinn
VAD	Ventricular Assist Device

## Fachausdrücke

Abrasion	der Abtrag von Oberflächen mittels schleifender Medien
ACE-Hemmer	Arzneistoffe, welche den Blutdruck senken
Anästhesie	medizinische Fachdisziplin der Betäubung, Narkose
Antikoagulation	Eigenschaft eines Medikaments zur Hemmung der Blutgerinnung
Aorta	Hauptschlagader
Apex	Herzspitze (apex cordis)
Arteriosklerose	Arterienverkalkung
atriale Systole	Anspannungsphase des Vorhofs
Atrium	Vorhof, Vorkammer des Herzens
AT1-Blocker	Medikament gegen Bluthochdruck (AT <sub>1</sub> -Antagonist)
Axialpumpe	befördert das Fluid parallel zur Pumpenwelle
Betablocker	Medikament senkt die Pulsfrequenz
Blutplasma	flüssiger Bestandteil des Blutes
Calciumantagonisten	Medikament zur Behandlung von Bluthochdruck und Herzrhythmusstörungen

Conduit	hämokompatible Gefäßprothese
Cyclosporin A	Unterdrückt die Immunabwehr, wird vor allem in der Transplantationsmedizin verwendet
Defibrillator	Gerät, das Herzrhythmusstörungen durch gezielte Stromstöße beseitigen kann
Dextran	hochmolekulare, verzweigte, neutrale Biopolysaccharide
Diastole	Niederdruck- bzw. Füllungsphase des Herzens
Dilatation	Krankhafte Erweiterung der Blutgefäße
Diuretika	Arznei zur Bekämpfung von Wasseransammlung
Elastomer	synthetischer, gummiähnlicher Kunststoff
Elastizitätsmodul	Zusammenhang zwischen Spannung und Dehnung bei der Verformung eines festen Körpers im linear-elastischen Bereich
Ejektion	Auswurf
Ejektionsfraktion	Anteil des vom Herzen bei einer Kontraktion ausgeworfenen Blutes
Erythrozyten	rote Blutkörperchen
explantieren	für die Transplantation aus dem lebenden Organismus entnehmen, auspflanzen
extrakorporal	außerhalb des Körpers erfolgend
Exzentrizität	Abstand der Mittelpunkte oder Symmetrieachsen zweier Formelemente
Fluktuation	Veränderung (Schwankung, Wechsel) von Zuständen
globale Herzinsuffizienz	beide Herzkammern betreffende Herzinsuffizienz
Hämatokrit	Anteil zellulärer Bestandteile am Blutvolumen
hämodynamisch	beschreibt den Blutfluss in den Blutgefäßen
Hämoglobin	Farbstoff der roten Blutkörperchen
hämokompatibel	körperverträglich bei Blutkontakt
Herzglycosid Digitalis	Medikament verstärkt Kontraktionskraft des Herzmuskels
Herzinsuffizienz	Herzmuskelschwäche
Hydraulikfluid	Flüssigkeit zur Signal-, Energie-, oder Kraftübertragung in Hydrauliksystemen
Hydrodynamik	Wissenschaft von den Bewegungsgesetzen der Flüssigkeiten

Hydrostatik	Wissenschaft von den Gleichgewichtszuständen ruhender Flüssigkeiten
Hypertensive Herzkrankheit	Bluthochdruck
Immunsuppressiva	Medikamente, welche die Funktionen des Immunsystems vermindern (z. B. nach Transplantationen zur Unterdrückung der Abstoßungsreaktion)
Impeller	Ein von einem ring- oder röhrenförmigen Gehäuse umschlossener Propeller
Ingredienzien	Zutaten, Bestandteile
inkompressibel	Eigenschaft eines Stoffes seine Dichte bei Druckänderung und konstanter Temperatur nicht zu ändern
intrakorporal	im Körper befindlich
invasiv	in den Körper eindringend
Ischämie	örtliche Blutunterversorgung, Durchblutungsstörung
isoosmotisch	Lösungen mit demselben osmotischen Druck
Kapillare	Haargefäß, kleinstes Blutgefäß
Kardiomyopathie	Erkrankung des Herzmuskels
kardiovaskulär	Herz und Gefäße betreffend
Kavitation	Hohlraumbildung in Flüssigkeiten durch Druckschwankungen
Kolloid	Stoff, der sich in feinsten, mikroskopisch nicht mehr erkennbarer Verteilung in einer Flüssigkeit befindet
kongenital	angeboren; aufgrund einer Erbanlage
Koronargefäß	Herzkranzgefäß, versorgt Herz mit Blut oder führt es ab
Konus	technische Oberfläche, welche die Form eines Kegels aufweist
konzentrisch	symmetrisch um eine gemeinsame Achse positioniert
korrosiv	hier: angreifende, zerstörende Wirkung auf Metalle aufgrund von Oxidationsprozessen
laminar	hier: verwirbelungsfrei, turbulenzfrei
Leukozyten	weiße Blutkörperchen
Lungenalveolen	die Lungenbläschen
Martensit	Stahl höheren Kohlenstoffgehalts und besonderer Gefügeausbildung, der seine Härte durch ein spezielles thermisches Abkühlverfahren erhält

Metabolit	Zwischenprodukt eines biochemischen Stoffwechselvorgangs
Mitralklappe	Vorhof-Herzkammer-Klappe des linken Ventrikels
Morbidität	Krankheitshäufigkeit, statistische Größe in der Medizin
Mortalität	Sterblichkeitsrate, statistische Größe in der Medizin
Myokardinfarkt	Herzinfarkt
Osmose	gerichteter Fluss von Molekülen durch eine semipermeable Membran
parakorporal	dicht am Körper befindlich
Perfusor	Dosierpumpe zur kontinuierlichen intravenösen Verabreichung von Medikamenten
Pericardium	Herzbeutel
perkutan	durch die Haut hindurch
Permeabilität	Eigenschaft von Festkörpern (z. B. Trennwände), Gase oder Flüssigkeiten passieren zu lassen
Platine	Leiterplatte; Träger für elektronische Bauteile
pneumatisch	Druck- und Saugluft betrieben
Pneumonie	Lungenentzündung
Polysaccharide	Unterklasse der Kohlenhydrate
Relaxation	Erschlaffung, Entspannung
Remodeling	hier: körperlich, organische Umformung
retro-aurikulär	örtlich hinter dem Ohr
Septum	Herzscheidewand
Stator	feststehender, unbeweglicher Teil eines Antriebes
Stip-Slick-Effekt	Haftgleiteffekt; Ruckgleiten von gegeneinander bewegten Festkörpern
Sommerfeldzahl	Dimensionslose Kennzahl für den Lastbereich von Gleitlagern
Systole	Auswurfphase einer Herzkammer
Thorax	Brustkorb
Thrombose	Blutgerinnsel in einem Gefäß
Thrombozyten	Blutplättchen
Toxizität	Giftigkeit



---

transkutan	durch die Haut hindurch wirkend
Translation	geradlinige Bewegung eines Körpers
Tribologie	Wissenschaft von Reibung, Verschleiß und Schmierung gegeneinander bewegter Körper
Trikuspidalklappe	Herzkammer-Klappe des rechten Ventrikels
Ventrikel	Kammer von Organen, hier: Herzkammer
ventrikulär	den Ventrikel betreffend
Viskosität	Maß für die Zähflüssigkeit eines Fluids

## Vorwort

Um meiner Motivation Ausdruck zu verleihen, möchte ich an dieser Stelle den Verleger Karlheinz Schmid zitieren, der in der zweiten Ausgabe 2009 des Magazins *Spiegel Wissen* über seine Krankheit berichtet:

„[...] Nach einem überraschenden Zusammenbruch an einer Berliner Straßenkreuzung folgte dann ein wochenlanger Krankenhausaufenthalt im heimischen Regensburg, wo sich zudem doppeltes Organversagen einstellte, nämlich von Leber und Nieren, weil das bereits länger unter Vorhofflimmern leidende Herz immer schwächer wurde. [...] Die Sorgen, rechtzeitig ein passendes Organ zu erhalten, das später vom Körper nicht abgestoßen wird, obendrein die Transplantation zu überstehen und die anschließend lebenslang zu nehmenden Immunsuppressiva mit ihren Nebenwirkungen (höchste Krebsgefahr!) zu verkraften, raubten mir manchmal beinahe den Verstand. Ich weiß nicht, ob man diesen immensen Druck ohne optimistische Grundhaltung und familiäre Einbettung aushalten kann. Meiner Gabriele verdanke ich viel. So war sie auch beim Beratungsgespräch am 23. Januar 2007 neben mir, als Professor Bruno Reichart, Direktor der Herzchirurgie am Klinikum der Universität München, die Koryphäe schlechthin, mit verdüsterter Miene auf den Bildschirm schaute und die Materialien der Regensburger Kollegen sichtete. Kein Mann umständlich formulierter und beschönigender Sachverhalte dieser Reichart. Klipp und klar, scheinbar emotionslos, signalisierte der Mediziner, der einst in Kapstadt als Nachfolger des Transplantationspioniers Christiaan Barnhard tätig war, dass es ums Ganze geht, dass ich nicht mehr lange überlegen dürfe. „Sie müssen sich entscheiden“, so Reichart, „leben oder sterben“. [...] Tage danach liefen in Großhadern die Voruntersuchungen auf Hochtouren, um einen Platz auf der Organspende-Warteliste zu erhalten. Denn Bruno Reichart sollte, was Wunder, recht behalten: Mein Zustand verschlechterte sich weiter, von Tag zu Tag, von Stunde zu Stunde. Beim Herzecho wurde schließlich nur noch eine Pumpleistung von sage und schreibe fünf Prozent attestiert und der mir bereits in Regensburg implantierte Defibrillator registrierte innerhalb der Beobachtungszeit in München knapp 50 Episoden von Herzrhythmusstörungen. Als ich eines Vormittags in meinem Bett auf der Intensivstation hörte, dass ich nun „HU gelistet“ sei, als „High Urgency“, höchste Dringlichkeitsstufe in Sachen Organ-Zuteilung, war ich kein bisschen erstaunt. Allerdings wusste ich nicht, ob ich mich freuen oder in tiefste Depression fallen sollte. Niemand konnte mir sagen wie lange es dauert, bis mein „neues“ Organ eintreffen würde, bis mir die Deutsche Stiftung Organtransplantation und Eurotransplant im niederländischen Leiden, die zentrale Vergabeinstitution, helfen könnten. [...]“ [Sch09]

## 1 Einleitung

Motiviert durch die traurige Tatsache, dass weltweit jährlich tausende an Herzmuskel-schwäche erkrankte Menschen durch fehlende Spenderherzen oder an den körperlichen Strapazen noch während der langen Wartezeiten sterben, entwickelt seit 1998 ein engagiertes Forscherteam des Deutschen Luft- und Raumfahrtzentrums am Institut für Robotik und Mechatronik in Oberpfaffenhofen ein ventrikuläres Herzunterstützungssystem, das DLR LVAD. In Zusammenarbeit mit der Herzchirurgischen Klinik Großhadern, der FH München und der Herzchirurgischen Klinik der Universität Bonn versucht das Team, der komplexen Funktion des natürlichen Herzens technisch nahe zu kommen. Die Vision ist, den erkrankten Herzmuskel mit einem möglichst blutschonenden Pumpsystem zu unterstützen und gleichzeitig die Infektionsgefahr an Hautdurchtrittsstellen durch Vollimplantierbarkeit zu mindern. So wie zur Zeit seiner Entstehung profitiert das Projekt auch gegenwärtig von dem Technologietransfer, den die Robotik und Mechatronik aus der Raumfahrttechnik an die Medizintechnik leistet. Im Jahr 2005 erwarb das Projekt unter Leitung von Dr. Ing. Thomas Schmid den Innovationspreis Medizintechnik des Bundesministeriums für Bildung und Forschung (BMBF).



Abbildung 1-1: DLR-LVAD [Sch03]

## 2 Hintergrund

Im Jahr 2006 wurde die Volkskrankheit Herzinsuffizienz mit 317 000 Fällen erstmals als die Hauptdiagnose für einen krankheitsbedingten stationären Krankenhausaufenthalt in Deutschland gemeldet. Die in Folge angefallenen Krankheitskosten betrugen im Jahr 2006 rund 2,9 Milliarden Euro. [Neu09]

Der Einsatz eines Herzunterstützungssystems kommt allerdings erst in Fällen der terminalen Herzinsuffizienz in Frage. Insbesondere dann, wenn die medikamentöse Therapie keine Besserung bringt und dem Patienten nur noch durch eine Herztransplantation zu helfen ist. In Amerika warten jedes Jahr ca. 20 000 Patienten mit einer sogenannten „End-stage-heart Disease“ auf eine Herztransplantation. Aufgrund fehlender Spenderherzen und den hohen Mortalitätsraten im Endstadium können lediglich etwa 2000 Patienten transplantiert werden. [Int99]

In Deutschland steht die Herzinsuffizienz nach der Mangel durchblutung der Herzkranzgefäße [Mek09] und dem Herzinfarkt [Hex05] seit Jahren als dritthäufigste Todesursache in den Tabellen des statistischen Bundesamtes in Wiesbaden:

ICD-10	Todesursache	Gestorbene	
Pos.-Nr.		Anzahl	Anteil in %
* Ohne Totgeborene und ohne gerichtliche Todeserklärungen.			
I25	Chronische ischämische Herzkrankheit	76 915	9,3
I21	Akuter Myokardinfarkt	57 788	7
I50	Herzinsuffizienz	49 970	6
C34	Bösartige Neubildung der Bronchien und der Lunge	41 495	5
I64	Schlaganfall, nicht als Blutung oder Infarkt bezeichnet	26 911	3,3
J44	Sonstige chronische obstruktive Lungenkrankheit	21 716	2,6
J18	Pneumonie, Erreger nicht näher bezeichnet	21 079	2,5
I11	Hypertensive Herzkrankheit	18 553	2,2
C18	Bösartige Neubildung des Dickdarmes	18 072	2,2
C50	Bösartige Neubildung der Brustdrüse	17 029	2,1

Tabelle 2-1: Statistisches Bundesamt, Sterbefälle insgesamt 2007 nach den 10 häufigsten Todesursachen [Des07]

Jedoch ist die Mortalitätsrate bei Herz-Kreislauf Erkrankungen naturbedingt erst ab dem 65. Lebensjahr besonders hoch. Von den 2007 angegebenen 49 970 an Herzinsuffizienz verstorbenen Personen, beträgt der Anteil an unter 65-jährigen mit 1 857 Verstorbenen lediglich 3,7%. Die Häufigkeit der Todesfälle mit diagnostizierter Herzinsuffizienz erreicht mit steigendem Alter bis einschließlich der Altersgruppe der über 90-jährigen stetig größere Werte [Tabelle, Anhang A]. Parallel dazu steigt in Deutschland die durchschnittliche Lebenserwartung der Menschen weiter an. Sie beträgt bei den Frauen, die bereits das 65. Lebensjahr erreicht haben, aktuell 85,7 und bei den Männern 81,9 Jahre. Laut einer Hochrechnung des statistischen Bundesamtes, kann einem 2004 geborenen Mädchen bereits eine durchschnittliche Lebenserwartung von 90,4 Jahren von Geburt an vorausgesagt werden. [Sbd06]

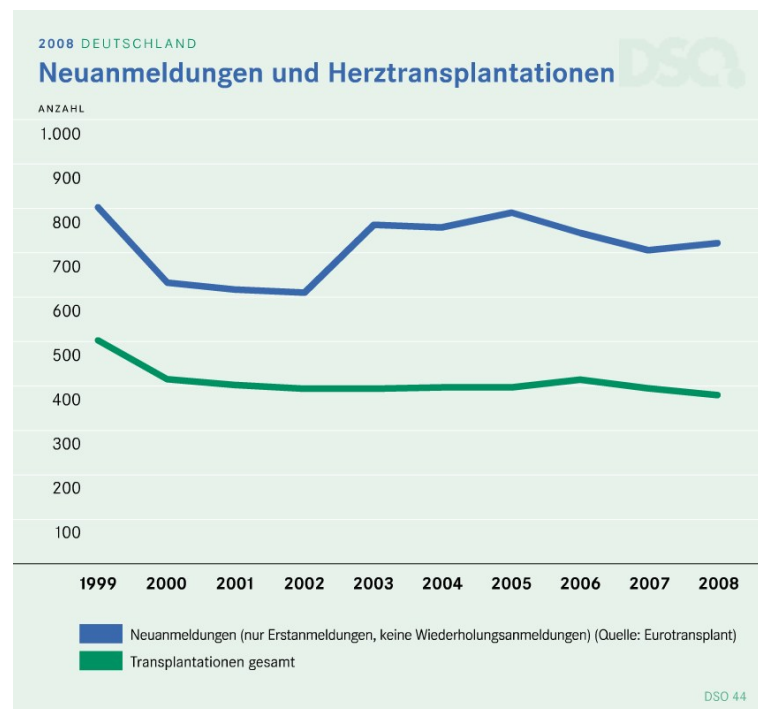


Abbildung 2-1: Differenz zwischen Herztransplantationen und Neuanmeldungen im Zeitraum zwischen 1999 und 2008 [Dso09]

Einerseits bildet die Herzinsuffizienz eine der Haupttodesursachen im Altersbereich ab 65 Jahre, andererseits steht der größeren Nachfrage an Spenderorganen unserer älter werdenden Gesellschaft schon jetzt ein dramatisch unzureichendes Angebot gegenüber. In 25 Kliniken wurden im Jahre 2007 394 Herztransplantationen durchgeführt, jedoch mit 707 Neuanträgen eklatant mehr beantragt [Dso09]. Der dramatische Mangel an Spenderherzen zieht sich so schon seit vielen Jahren durch die Gesundheitsstatis-



tik. In Deutschland ist die Organspendebereitschaft 2008 um weitere 8,8% gegenüber dem Vorjahr zurückgegangen [Ral06], obwohl das Jahr von zahlreichen Werbekampagnen Prominenter für Organspenden geprägt war. Das Gesundheitsministerium etwa hatte im September unter dem Stichwort „Leben schenken“ zehn Millionen Spenderausweise in Apotheken verteilen lassen [Vit09]. Der häufigste Grund dafür, dass bei potenziellen Spendern keine Organentnahme zustande kommt, ist die Ablehnung durch Angehörige. In manchen Fällen erfolgt die Ablehnung bereits vor der Hirntodfeststellung [Ven07]. Selbst in Ländern wie Spanien oder Österreich, in denen die sogenannte Widerspruchsregel gilt, d.h. wer nicht spenden will, muss schriftlich Widerspruch einlegen, stehen Angebot und Nachfrage nach Organen in keinem ausgewogenen Verhältnis. Der Grund liegt auch hier darin, dass in diesen Ländern Organe ohne die Zustimmung der Angehörigen nicht entnommen werden. Doch immerhin liegen Spanien und Österreich mit 27 und 24 Spendern pro eine Million Einwohner weit vor Deutschland mit 14,6 Spendern. [Etp08]

Bedingt durch die demographische und technische Entwicklung der Industrieländer in Europa und den USA, mit rückläufigen Geburtenraten bei hoher Lebenserwartung, wird die Prävalenz der Herzinsuffizienz künftig zunehmen und im Zuge des medizinischen Fortschritts zu einer weiteren Kostensteigerung im Gesundheitssystem dieser Länder beitragen. Neben der zu beantwortenden ethisch-medizinischen Frage, ab welchem Alter es noch sinnvoll ist, eine Herztransplantation durchzuführen, wird vor allem die Qualität des Zusammenspiels zwischen Technik und Medizin darüber entscheiden, in welchem Umfang es überhaupt möglich sein wird, künstliche Herzunterstützungssysteme in den menschlichen Organismus zu integrieren.

## **3 Medizinische Grundlagen**

Ein gewisses medizinisches Grundwissen ist notwendig, um einige Teile der Diplomarbeit nachvollziehen zu können. Aus diesem Grund werden hier die wichtigsten Grundlagen und Begriffe des menschlichen Herzens erläutert.

### **3.1 Das Herz-Kreislauf-System**

Das Herz-Kreislauf-System hat die Aufgabe, die Körperzellen über das Transportfluid „Blut“ mit Stoffwechselprodukten zu versorgen und die Endprodukte aus den Körperzellen abzuführen. Der Antrieb, die Herzpumpe, pumpt u.a. Sauerstoff sowie Nähr- und Botenstoffe über ein fein verzweigtes Gefäßsystem an die Zellen heran. Der

Bluttransport sorgt auch für den nötigen Wärmetransport in die entsprechenden Körperbereiche.

Der Blutkreislauf setzt sich aus zwei parallel laufenden Teilen zusammen. Der Lungenkreislauf (kleiner Kreislauf) leitet das aus den Körpergefäßen rückgeführte sauerstoffarme (venöse) Blut aus dem rechten Vorhof über die Lungenarterie in die Lunge. Dort wird es über Kapillaren in den Lungenalveolen mit Sauerstoff angereichert und gleichzeitig Kohlendioxid abgegeben, welches über die Ausatemungsluft ausgeschieden wird. Über kleine Arterienäste (Arteriolen) wird das aus den Lungenkapillaren abströmende sauerstoffreiche Blut zusammengefasst und in den Lungenvenen zum linken Vorhof geführt [Hex09]. Von hier aus wird das sauerstoffreiche (arterielle) Blut, durch die Aorta, in das Blutgefäßsystem des Körpers befördert.

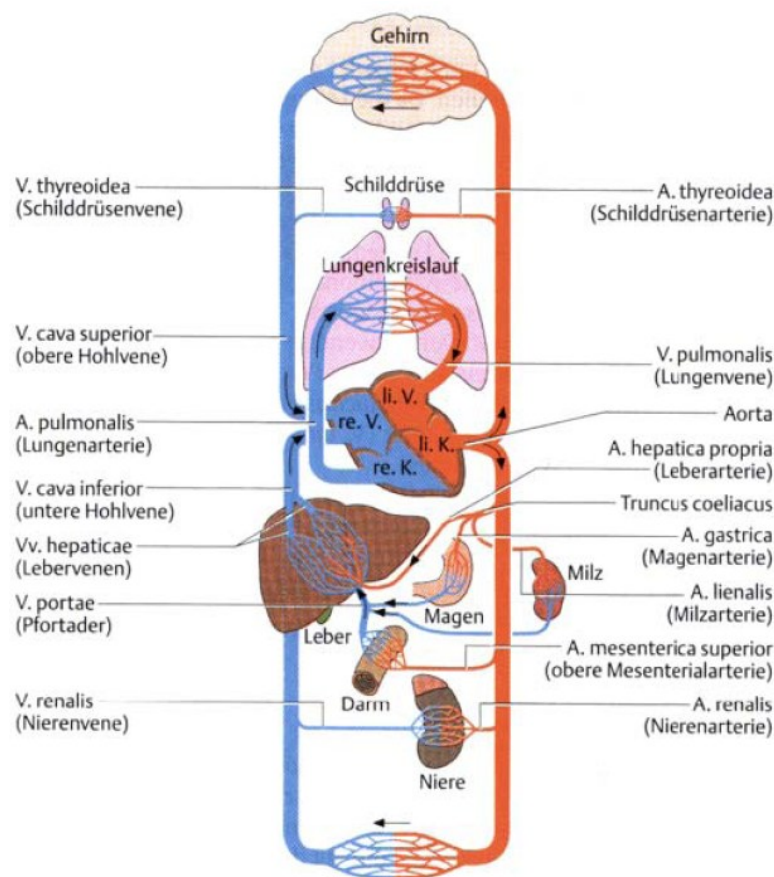


Abbildung 3-1: Schematische Darstellung des Blutkreislaufs des Menschen [Fal95]

Über die Kapillaren werden Sauerstoff und Nährstoffe an das Gewebe abgegeben und Abfallprodukte aufgenommen. Anschließend fließt das sauerstoffarme Blut über die obere und untere Hohlvene zurück in den rechten Vorhof [McC99]. Abbildung 3-1 zeigt schematisch den Lungen- und Herzkreislauf, wobei das sauerstoffarme Blut blau, und das sauerstoffreiche Blut rot dargestellt ist.

## 3.2 Das Transportfluid „Blut“

Ein erwachsener Mensch besitzt durchschnittlich zwischen fünf Liter (Frauen) und sechs Liter (Männer) Blut. Strömungsmechanisch betrachtet ist Blut ein Zweiphasenfluid. Es besteht zu 45 % aus festen, zellulären Bestandteilen, welche als Hämatokrit bezeichnet werden: den roten Blutkörperchen (Erythrozyten), den weißen Blutkörperchen (Leukozyten) und den Blutplättchen (Thrombozyten). Der rote Blutfarbstoff Hämoglobin besitzt die Fähigkeit Sauerstoff aufzunehmen, wenn dieser in hoher Konzentration vorhanden ist, und ihn bei geringer Sauerstoffkonzentration wieder abzugeben [Dee07]. Die festen Bestandteile werden vom Suspensionsmedium, dem Blutplasma, aufgenommen. Dieses setzt sich zu 90 % aus Wasser und darin gelösten Proteinen, Salzen und Metaboliten zusammen.

Die Fließeigenschaften des Blutplasmas entsprechen näherungsweise dem eines newtonschen Fluids mit einer dynamischen Viskosität von 1,7 mPas bei 20°C und 1,2 mPas bei 37°C bei einer Dichte von etwa 1,030 g/cm<sup>3</sup>. [Chm90] Aufgrund der im Plasma gelösten festen Bestandteile weist Blut ein nichtnewtonsches, viskoelastisches Fließverhalten auf. Die Viskosität ist lokal abhängig vom Schergradienten des Fluids und global von der Menge gelöster zellulärer Bestandteile, dem Hämatokritwert [Sch07]. Um die Ingredienzen des Blutes an die Orte zu transportieren, an denen die chemischen Stoffwechselreaktionen ablaufen, muss das Blut durch engste Kapillaren gedrückt werden. Da nach dem Gesetz von Hagen-Poiseuille der Strömungswiderstand von der vierten Potenz des Rohrradius abhängt, erfolgt der Hauptdruckabfall in den Kapillaren. [Sei03]

$$R = \frac{8\eta \cdot l}{\pi \cdot r^4}$$

*R : Strömungswiderstand,  $\eta$  : Viskosität, l : Länge des Rohres, r : Radius des Rohres*

Trotz der enormen Anzahl an Kapillaren wäre jedoch bei Gefäßdurchmessern von nur sieben bis zehn Mikrometern der Strömungswiderstand zu groß. Überraschenderweise reduziert sich hier die Viskosität des Blutes (Fahraeus-Lindqvist-Effekt). Die Abnahme kommt dadurch zustande, dass sich die Erythrozyten in der Mitte des Blutstroms durch geringere Scherkräfte schneller bewegen, was eine vermehrte Verschiebung dorthin bewirkt (*Axialmigration*). Dadurch kommt es zur Entstehung einer zellarmen Grenzschicht (*Randzone*), die die Fortbewegung der zentralen Flüssigkeit beschleunigt. Zusätzlich sind Erythrozyten gut verformbar und können sich so einer veränderten Schubspannung anpassen und dadurch hämodynamische Störeffekte vermindern

[Dee07]. Dieser Effekt bildet die Basis, um den Transport des Blutes an die richtigen Stellen überhaupt zu ermöglichen.

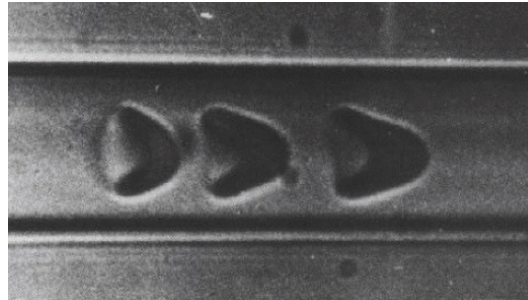


Abbildung 3-2: Rote Blutkörperchen in einer Glaskapillare von 10µm Durchmesser [Fae09]

Da der Strömungswiderstand stark radiusabhängig ist, kann die Verteilung des Blutes über eine Querschnittsänderung der elastischen Gefäße im Körper geregelt werden. Deshalb ist mit Ausnahme der Herzklappen beim gesunden Körper die Blutströmung im Allgemeinen laminar. [Har06]

Einerseits ermöglichen die Erythrozyten wegen ihrer hohen Flexibilität eine lokale Verminderung der Viskosität, andererseits sind sie dadurch auch anfällig für zu hohe Beanspruchung. Steigen die auf sie wirkenden lokalen Scherkräfte auf über 40 Pa, werden die hauchdünnen Zellwände verletzt, dadurch ATP ins Plasma freigesetzt und resultierend der Gerinnungsvorgang der Thrombozyten in Gang gesetzt. [Wur82] Die daraus folgende Thrombenbildung dient dem Verschluss offener Wunden bei körperlichen Verletzungen. Allerdings stellt sie für Herzunterstützungssysteme einen der Hauptrisikofaktoren für Schlaganfälle oder Herzinfarkte dar.

### 3.3 Aufbau und Funktionsweise des menschlichen Herzens

Ein gesundes Herz wiegt im Normalfall 300 bis 350 g und hat die Form eines faustgroßen abgerundeten Kegels. Es ist von außen vom Herzbeutel (Pericardium) umgeben, der durch seinen Aufbau eine reibungsarme Verschiebung des Herzens im Beutel ermöglicht. Im Prinzip besteht das Herz aus zwei zusammengeführten Pumpen, der linken und der rechten Herzhälfte, die durch eine muskulöse Herzscheidewand (Septum) voneinander getrennt sind [Bol02]. Jede der beiden Hälften bildet eine, durch Kontraktion des Herzmuskels nach dem Verdrängerprinzip arbeitende Blutpumpe. Die rechte Kammer pumpt in den Lungenkreislauf und die linke in den Körperkreislauf. Da beide Kreisläufe in Reihe nacheinander geschaltet sind, muss das zu bewältigende Herzminutenvolumen für beide Herzhälften gleich groß sein. Um in beiden Kreisläufen die

gleiche Menge Blut zu pumpen, wird in der linken Kammer (Ventrikel) ein größerer Druck aufgebaut, da für die Blutförderung zum Gehirn die Förderhöhe größer ist und die Wege in die Extremitäten des Körpers verzweigter und länger sind. Für den Lungenkreislauf gilt die Besonderheit, dass sich bei Anstrengung der Strömungswiderstand in der Lunge reduziert. Die Widerstandsminderung erfolgt dabei druckpassiv durch Dilatation der Lungengefäße und durch Öffnung von Reservekapillaren. Aus diesen Gründen ist der rechte Herzmuskel schwächer gebaut und die Herzform erscheint asymmetrisch.

Druckstöße, die durch die Kontraktion des Herzmuskels entstehen werden größtenteils durch die Elastizität der Aorta (Compliance) aufgefangen. Typische Drücke im Blutkreislauf liegen zwischen Auswurfphase des Herzens (Systole) und Rückbewegung (Diastole) im

- Körperkreislauf zwischen 120 und 80 mmHg.
- Lungenkreislauf zwischen 20 und 10 mmHg.

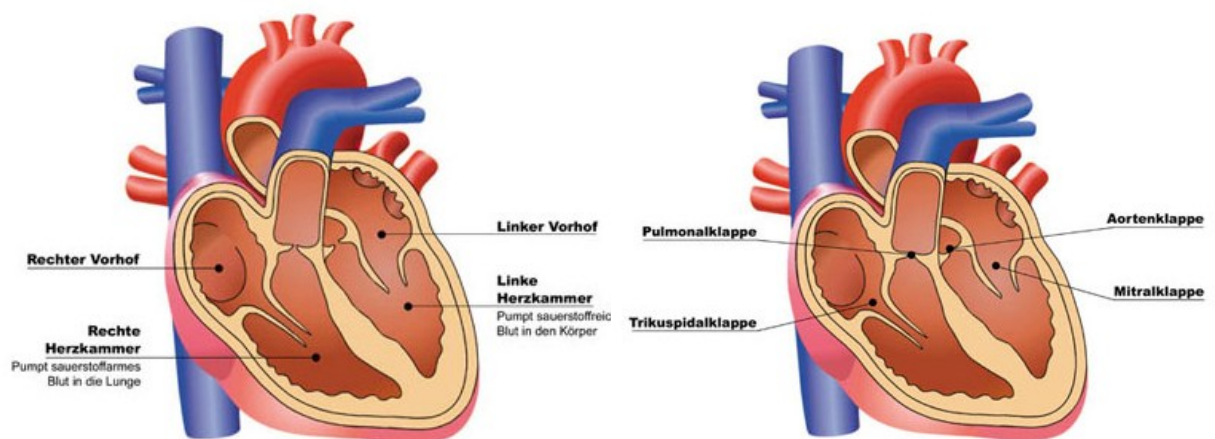


Abbildung 3-3: Anordnung der Herzkammern und –klappen [Spe09]

Jede Herzhälfte ist in zwei Verdrängerkammern, einen Vorhof (Atrium) und in eine Hauptkammer (Ventrikel) unterteilt. Um eine festgelegte Strömungsrichtung zu ermöglichen, besitzt jede Kammer ein natürliches Rückschlagventil: die Herzklappe. Betätigt werden die Ventile durch Druckerhöhung mittels Kontraktion der Kammernmuskeln. Die Muskelpartien werden durch rhythmische, regelmäßig wiederkehrende elektrische Impulse aktiviert, die ihren Ursprung im Sinusknoten, dem natürlichen Schrittmacher des Herzens, haben. Nach dem Überschreiten des nötigen Aktivierungsdrucks in den Kammern, öffnen die Klappen. Die Kontraktionen zwischen Atrium und Ventrikel laufen dabei zeitlich versetzt ab und sind als typischer Doppelschlag des Herzens hörbar. Die Reizleitungsverzögerung des Herzschlags kann in drei Phasen unterteilt werden.



In der ersten Phase, der Diastole, fließt das Blut über die Zentralvene von den Organen ins Herz und sammelt sich im rechten Vorhof. Gleichzeitig füllt sich der linke Vorhof mit dem aus den Lungenvenen kommenden sauerstoffreichen Blut. Während dieser bei einem Puls von 60 Doppelschlägen pro Minute 0,7 Sekunden dauernden Füllungsphase, befindet sich das Blut des Körperkreislaufs im Niederdruckniveau, dem Diastolendruck. In der Anspannungsphase (Atriale Systole) kontrahieren beide Vorhöfe gleichzeitig und öffnen dadurch die Segelklappen zwischen den Atrien und Ventrikeln. Das angesammelte Blut wird in die Ventrikel gedrückt.

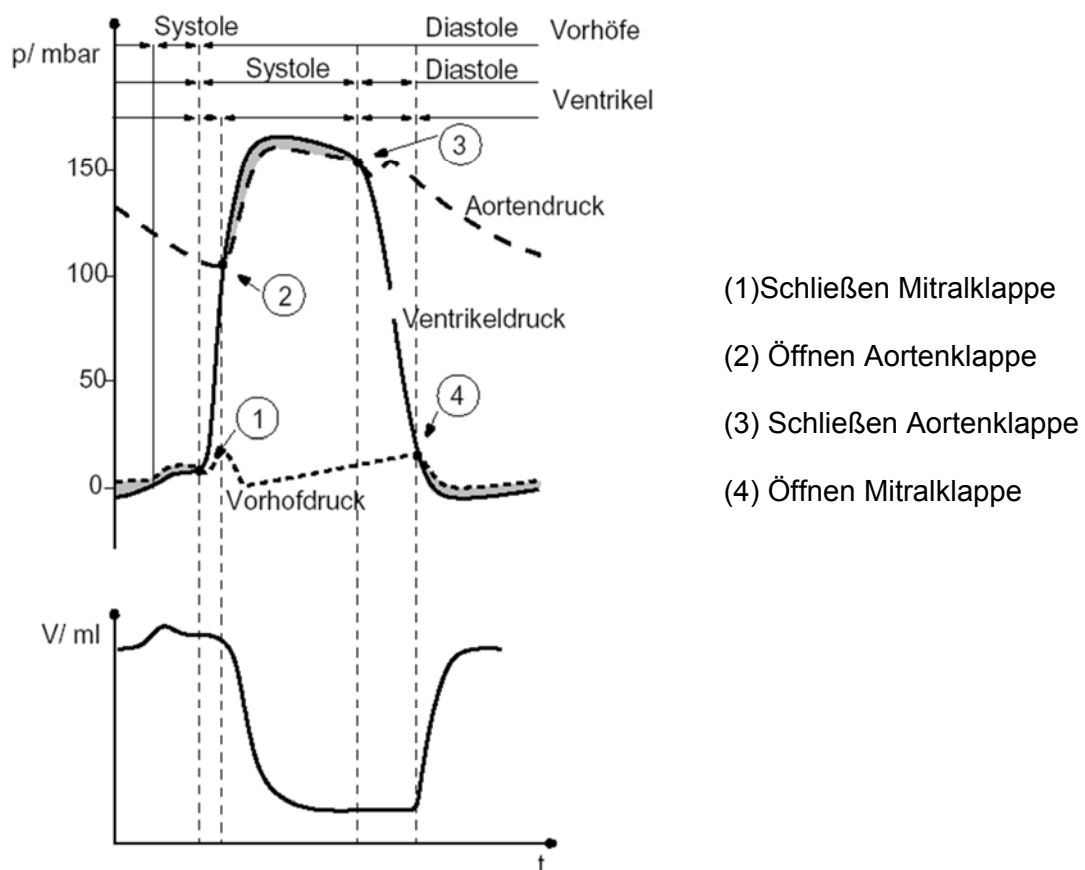


Abbildung 3-4: Grafik des Herzzyklus nach H. Oertel [Oer02]

Darauf folgt die nur 0,3 Sekunden dauernde Austreibungsphase (Ventrikuläre Systole), in der sich beide Ventrikel zusammenziehen. Der steigende Druck schließt die Rückschlagventile (Segelklappen) zu den Vorhöfen und öffnet die Taschenklappen zu den Schlagadern in Durchgangsrichtung. Das Blut wird vom linken Ventrikel in die Aorta und vom rechten Ventrikel in die Lungenarterie gepresst. Unterschreitet gegen Ende der Systole der Ventrikeldruck den Arteriendruck, schließen die Klappen wieder, so

dass kein Blut zurückfließen kann. Durch den abrupten Schließvorgang der Klappen kommt der zweite Herzton zustande. Mit der Relaxation der Ventrikel beginnt der Zyklus von vorne.

Das Herz pumpt im Ruhepuls mit einer Herzfrequenz von etwa 70 Schlägen/min ca. fünf bis sechs Liter/min (Herzminutenvolumen) Blut durch die elastischen Gefäße. Bei körperlicher Anstrengung kann sich die Herzfrequenz auf mehr als 180 Schläge/min erhöhen. Das Herzminutenvolumen steigt dabei auf über 25 l/min. [Hue04, DhM09]]

Diese Werte verdeutlichen, welche unglaubliche Leistung und Lebensdauer die natürliche Herzpumpe erreicht. Zugleich behandelt sie das leicht verletzliche Fluid Blut während der Pumpvorgänge äußerst schonend. Selbst dann, wenn bei körperlicher Belastung der Puls steigt und die Dauer eines abgeschlossenen Pumpvorgangs 0,4 Sekunden unterschreitet. Wird für den tagtäglichen Betrieb von durchschnittlichen 80 Schlägen pro Minute ausgegangen, und berücksichtigt man, dass pro Herzzyklus die Vorhöfe und die Ventrikel jeweils einmal kontrahiert werden, bedeutet das aus der Sicht eines Ingenieurs eine Dauerbelastung von 42 Millionen Lastzyklen in nur einem Jahr. Bei einer Gefäßverengung beispielsweise, die im Körper durch Kalkablagerungen in der Aorta verursacht werden kann, erhöht sich der Widerstand, den die Pumpe bei jedem Pumpzyklus bewältigen muss und erschwert pausenlos deren Betrieb. An diesem anschaulichen Beispiel wird ersichtlich, wie vielfältig die Gründe sein können, die bei derartiger Pumpenlaufzeit schnell folgeschwer auf den „Antrieb Herz“ durchschlagen.

### 3.4 Therapieverlauf bei Herzinsuffizienz

#### Ursachen

Herzinsuffizienz, die Schwäche des Herzens die peripheren Organe ausreichend mit Blut zu versorgen, ist ein progressives Syndrom, welches durch verschiedene Herzkreislauf-Erkrankungen ausgelöst wird. Sofern die Ursache für Herzinsuffizienz nicht kongenitaler Natur ist, führen meist gesundheitliche Risikofaktoren über eine kardiovaskuläre Ereigniskette, die sich über mehrere Jahre erstrecken kann, bis zur Herzinsuffizienz. Die Krankheit wird im Anfangsstadium vom Patienten noch gar nicht zur Kenntnis genommen, da der menschliche Organismus versucht entgegen zu wirken. Kurzfristig wird die verminderte Pumpleistung durch Verdickung des Herzmuskels vom Körper kompensiert (negatives Remodeling). Langfristige Folgeerscheinungen sind jedoch chronische Müdigkeit und Schwäche bis hin zu Schwächeanfällen und Bewusstseinsstörungen auf Grund der unzureichenden Sauerstoffversorgung.

Statistisch belegt ist die häufigste Krankheitsursache die koronare Herzkrankheit (Mangeldurchblutung der Herzkranzgefäße), welche wiederum meist eine Folge von

Arteriosklerose ist. Zweit häufigste Ursache ist die hypertensive Herzkrankheit (Bluthochdruck) gefolgt von den Kardiomyopathien (Erkrankung des Herzmuskels). Innerhalb eines umfassenden Symptomenkomplexes stellen Herzrhythmusstörungen und Herzklappenfehler zwei weitere bedeutsame Risikofaktoren dar [Hes03].

### Diagnose

Generell kann zwischen globaler Herzinsuffizienz sowie linker und rechter Herzinsuffizienz unterschieden werden. Gemäß dem Aufbau des menschlichen Herzens, wie unter Abschnitt 3.3 dargestellt, wird jeweils für Links- und Rechtsherzinsuffizienz nochmals zwischen systolischer und diastolischer Dysfunktion unterschieden. Bei der linken Herzinsuffizienz staut sich das aus der Lunge kommende sauerstoffreiche Blut vor der linken Herzkammer. Es entsteht ein Druckanstieg in der Lunge, der zu Atemnot führt. Bei der rechten Herzinsuffizienz staut sich das Blut vor der rechten Herzkammer, es entsteht also ein Rückstau in die Venen des Körperkreislaufs. Es kommt zu Flüssigkeitsansammlungen im ganzen Körper, speziell an den unteren Extremitäten. Ebenso werden alle Organe durch den Blutstau in Mitleidenschaft gezogen [Dhe01]. Eine praktische Einteilung der Herzinsuffizienz in verschiedene Schweregrade kann anhand der funktionellen Klassifikation gemäß den Richtlinien der New York Heart Association (NYHA) durchgeführt werden:

- **NYHA I:** Herzinsuffizienz ohne klinische Symptome.
- **NYHA II:** Herzinsuffizienz, die in Ruhe keine Beschwerden verursacht und nur bei größeren körperlichen Belastungen mit Symptomen verbunden ist.
- **NYHA III:** Herzinsuffizienz, die in Ruhe keine Beschwerden verursacht, aber bei leichten körperlichen Belastungen klinische Symptome auslöst.
- **NYHA IV:** Herzinsuffizienz mit Ruhebeschwerden

Zur Diagnose stehen heute dank der rapiden medizintechnischen Entwicklung der vergangenen Jahre neben dem EKG und Röntgenaufnahmen bildgebende Verfahren, wie die MRT und die CT zur Verfügung [Dhe01].

### Therapie

Ist eine Herzinsuffizienz diagnostiziert, kann eine Reihe bewährter Medikamente den Patienten unterstützen. Entweder helfen sie direkt die Kontraktionskraft des Herzmuskels zu stärken (Herzglycosid Digitalis), oder sie helfen dem Herzmuskel indirekt, indem sie den Blutdruck (ACE-Hemmer, Calciumantagonisten, AT1-Blocker) oder die Pulsfrequenz (Betablocker) senken. Auch Folgeerscheinungen, wie Wassereinlagerungen in Lunge und Beinen können gemildert werden (Diuretika) [Her04]. Diese Sub-

stanzen sind durch große Studien evaluiert und mit einer hochsignifikanten Reduktion von Mortalität und Morbidität verbunden.

Bei fortgeschrittenem Krankheitsverlauf wird zur Prävention eines plötzlichen Herztodes bei einer Ejektionsfraktion unter 35% meist die Implantation eines ICD (implantierbarer Cardioverter Defibrillator) indiziert. Dazu kommen je nach zugrunde liegender Erkrankung spezifische Maßnahmen zum Einsatz, z. B. Ballonerweiterungen der Herzkranzgefäße durch Herzkatheter oder eine Bypassoperation bei koronarer Herzkrankheit, die operative Korrektur oder Einsetzen einer künstlichen Herzklappe bei Herzklappenfehlern [Dhm09]. Die letzte zur Verfügung stehende Therapieoption bei schwerer Herzinsuffizienz ist die Herztransplantation.

Neben wegbereitenden Entwicklungen in der Anästhesie, wie fein dosierende Perfusoren, die es überhaupt erst ermöglichten eine acht Stunden überschreitende kontrollierte Narkose durchzuführen, war die Entwicklung der Herz-Lungen-Maschine 1953 die erste Möglichkeit, das Kreislaufsystem bei explantiertem Herz aufrecht zu erhalten. Am 3.12.1967 gelang in Kapstadt durch den Chirurg Christiaan Barnard die erste Herztransplantation an einem Menschen. Seit dem Durchbruch moderner Immunsuppressiva, wie Cyclosporin A zur Unterdrückung von Abstoßungsreaktionen, konnte sich die Transplantation qualitativ als „Goldstandard“ der chirurgischen Therapie etablieren [Wil00].

Wie in Kapitel 2 bereits dargestellt, ist die Herztransplantation jedoch quantitativ unzureichend. Aus diesem Grund waren Chirurgen schon seit den Anfängen der Herzchirurgie von der Idee eines mechanischen Herzersatzes oder Unterstützungssystems fasziniert. Die Entwicklung führte zu langfristig implantierbaren Unterstützungssystemen, die nach dem technisch aufwendigen Prinzip der Verdrängerpumpe arbeiten. Bisher ist die Implantation von Unterstützungssystemen durch das mögliche Auftreten von Thromboembolien (siehe Abschnitt 3.2) und Infektionen aber immer noch mit einer hohen Komplikationsrate verbunden.

## 4 Stand der Technik

Grundsätzlich sind Kunstherzsysteme in zwei Klassen einzuteilen. Herzersatzsysteme (Total Artificial Heart – TAH), bei denen das natürliche Herz dem Körper entnommen wird, sind von Herzunterstützungssystemen zu unterscheiden, die die Pumparbeit des Herzens lediglich unterstützen (Ventricular Assist Device - VAD).

## 4.1 Kunstherzsysteme

Ein Beispiel für ein Total-Herzersatzsystem, dass bis 2008 jahrelang unter größter Geheimhaltung entwickelt wurde, ist das TAH des französischen Unternehmens *Carmat SAS*. Es soll bis auf ein Kabel zur Energiezufuhr vollständig implantierbar sein und befindet sich derzeit in der klinischen Erprobungsphase. Zu den Unterstützern und Mitbegründern von *Carmat SAS* gehört unter anderem der europäische Luft- und Raumfahrtkonzern *EADS*. [Car09]

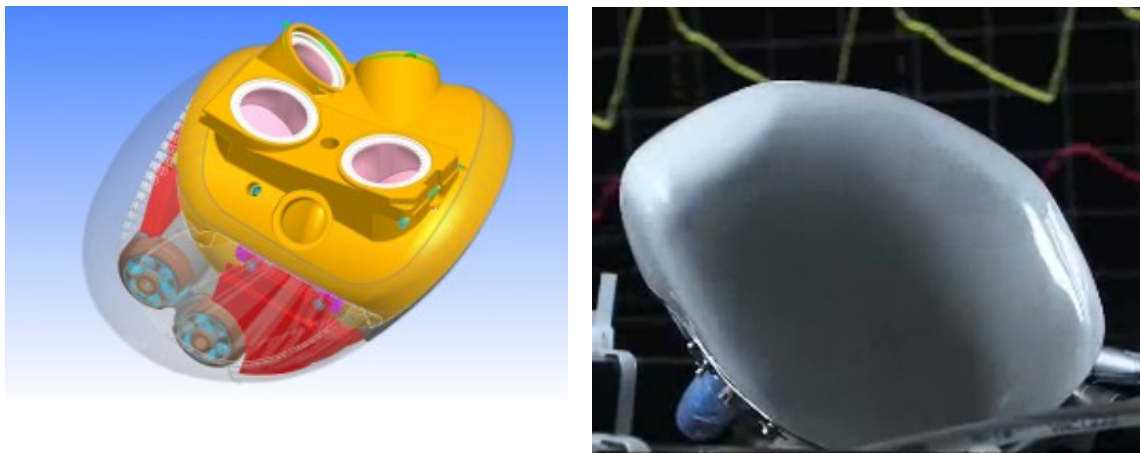


Abbildung 4-1: Das künstliche Herz der Firma Carmat SAS mit flexibler Außenhaut

Die wechselseitige Komprimierungsarbeit der Blutpumpkammern teilen sich zwei abwechselnd beschleunigte Rotationsverdrängerpumpen, die nach dem Prinzip der Zahnringmaschine arbeiten, jedoch in ihrer Verzahnungsgeometrie und Zähneanzahl stark modifiziert sind. [Car07]

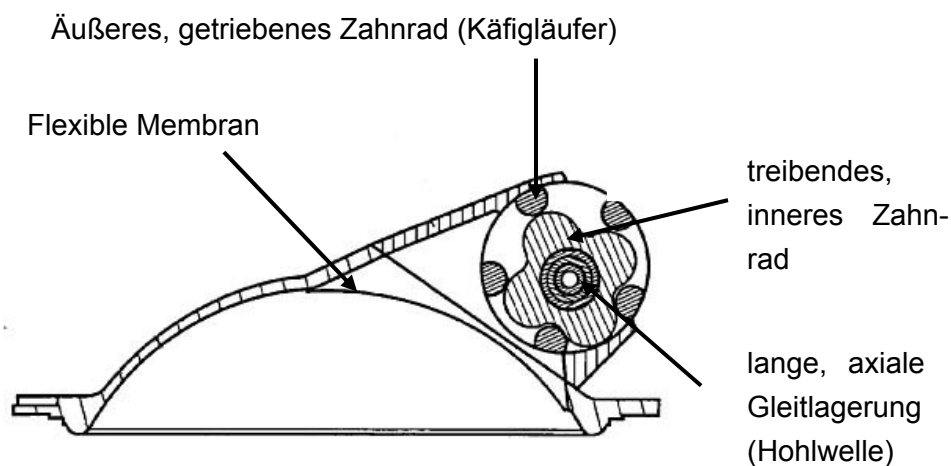


Abbildung 4-2: Hydraulisches Antriebssystem des TAH von *Carmat SAS* [Car07]

Was heute, vor allem durch den technischen Fortschritt der letzten Jahre an Miniaturisierung möglich ist, war 1982 bei der ersten TAH-Verpflanzung an der Universitätsklinik von Utah noch ein riesiger apparativer Aufwand. Die extrakorporale Antriebseinheit des verwendeten *Jarvik-7-TAH* wog ca. 180kg und hatte das Format eines Kühlschranks. Dennoch gelang mit diesem System ein gewisser Durchbruch. Ein Patient überlebte 620 Tage mit dieser Technik, die bis 1990 insgesamt 112mal implantiert wurde, bis das FDA in jenem Jahr seine Genehmigung zurückzog. Ab diesem Zeitpunkt hat sich der Einsatz von TAHs bis auf wenige Fälle pro Jahr drastisch reduziert [Lor09]. Die wichtigsten derzeit zugelassenen Systeme sind das *Cardiowest®* der Firma *SynCardia Systems Inc., U.S.A.*, welches auf dem Jarvik-7 basiert und das mit transkutaner Energieübertragung ausgestattete mobile *AbioCor®* von *AbioMed, U.S.A.*.

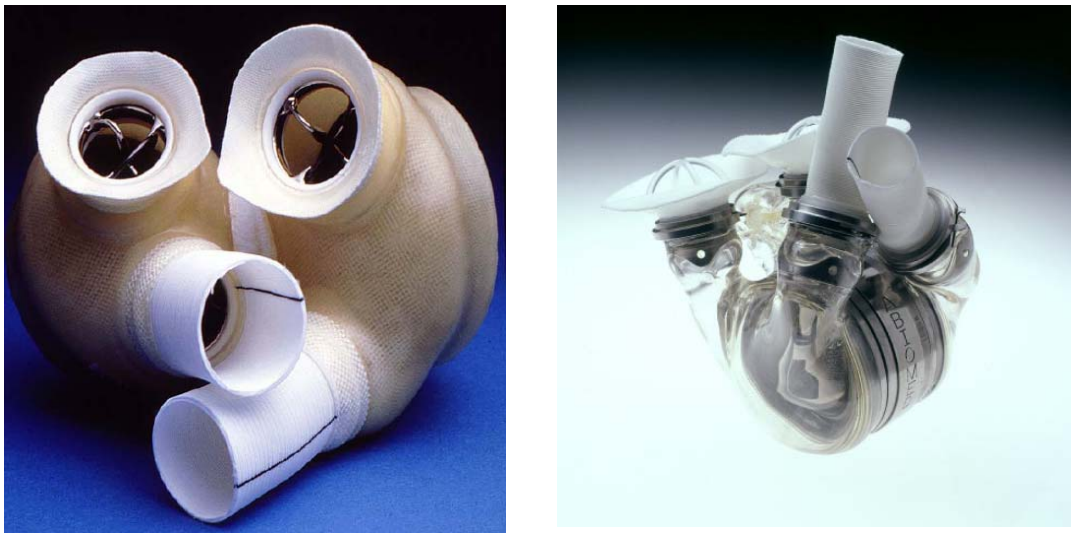


Abbildung 4-3: TAH-Systeme: das *Cardiowest®* links, und rechts das *AbioCor®*

Alle 14 Patienten, die das *AbioCor* während seiner klinischen Erprobung erhalten haben, verstarben nach durchschnittlich 5 Monaten. Einer der Patienten, der seinerzeit 71-jährige Tom Christerson, konnte sogar noch weitere 17 Monate leben bis das Herz erste Störungen zeigte. Die Firma bot ein Austauschgerät an, doch der Patient lehnte ab. Er entschied sich zu sterben. [Eve01, Kuh06] Aktuell arbeitet die Firma *Abiomed* an der Entwicklung einer neuen, mehr Erfolg versprechenden Version, dem *AbioCor 2*. Das *Cardiowest®* ist das bisher meist eingesetzte TAH und kann seit Oktober 2003 auch mit dem mobilen *Excor*-Antrieb der Firma *Berlin Heart AG, Germany* kombiniert werden. Allerdings ist auch dieses Implantat, schon allein wegen seiner perkutanen Leitungen, bei weitem nicht frei von Komplikationen. Somit wird der klinische Einsatz von TAHs nur dann in Erwägung gezogen, wenn der Totalausfall des körpereigenen

Herzen bevor steht und das Herzversagen soweit fortgeschritten ist, dass der Einsatz eines Unterstützungssystems wenig Erfolg versprechend ist. So gesehen ist der Markt für TAHs sehr begrenzt und für das DLR-VAD wenig von Bedeutung. Der Markt für künstliche Assistenzsysteme dagegen bietet ein breiteres Einsatzspektrum.

## 4.2 Assistenzsysteme

Durch die im Laufe der Jahre gewachsene medizinische Expertise, wuchs die Überzeugung, dass mit VADs, bei denen das körpereigene Herz nicht explantiert wird, größere Erfolge hinsichtlich der Einsatzdauer und der Überlebensrate der Patienten erzielt werden können. Mit diesen ursprünglich als "bridge to transplantation" (BTT) konzipierten Systemen wurde in Einzelfällen eine Erholung des Herzens beobachtet. Dieses Phänomen wird als "bridge to recovery" (BTR) bezeichnet.

Nachdem es DeBakey, einem Pionier der Herzunterstützung, 1966 gelang, zum ersten mal erfolgreich ein von ihm entwickeltes Herzunterstützungssystem zu implantieren, startete in den USA 1970 das *Heart and Lung Institute* ein Forschungsprogramm zur Entwicklung linksventrikulärer VADs. Während anfänglich der Einsatz eines LVADs die Entlastung des Herzmuskels war, um somit eine Erholung von akutem Herzversagen zu erreichen, wurde 1978 zum ersten Mal ein LVAD als „Überbrückung bis zur Transplantation“ (BTT) benutzt. Seitdem haben internationale Studien gezeigt, dass so behandelte Patienten in einer deutlich günstigeren Konstitution sind und sich die Überlebenschance der Transplantation erhöht, da die inneren Organe wie Leber und Niere besser durchblutet werden. Während der Achtziger wurden enorme Fortschritte im Bereich bio- und hämokompatibler Werkstoffe und Oberflächen wie auch im mechanischen Design von Blutpumpen gemacht. [Hez02]

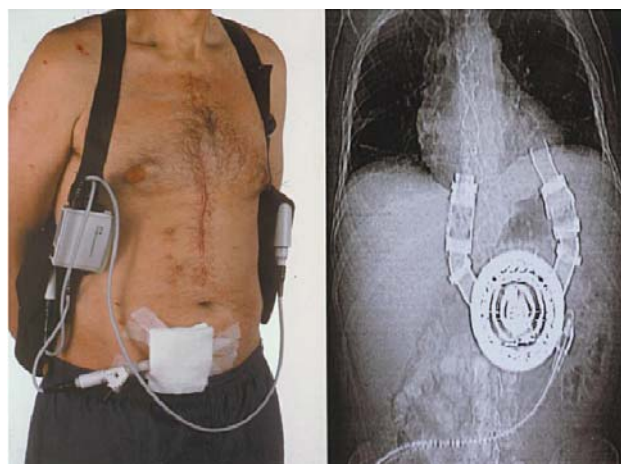


Abbildung 4-4: 65-jähriger Patient mit Unterstützung durch das *HeartMate® I*, [Wil00]



In den neunziger Jahren entwickelten sich die LVADs zu kommerziellen Produkten mit breiter klinischer Anwendung. Das *HeartMate® I* der *Toratec Cooperation Inc., U.S.A. (TCI)* mit pneumatischem Antrieb war das erste LVAD, das 1994 vom *FDA* für kommerzielle Nutzung freigegeben wurde. [Lor09] Allein bis 2006 wurde es über 4 000 mal eingesetzt [Per06].

Im Jahre 1998 folgten zwei elektrisch angetriebene, komplett implantierbare LVADs, das *HeartMate® VE* von *TCI* und das *Novacor® N100PC* der Firma *Worldheart, U.S.A* [Lor09].

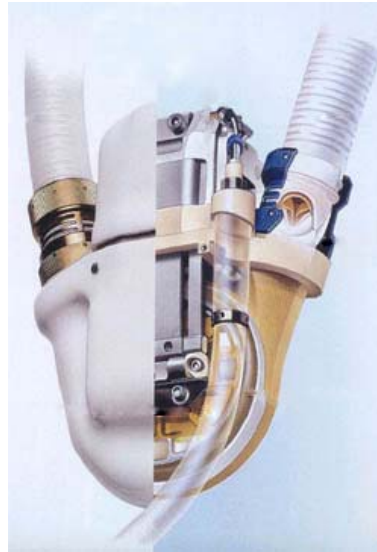


Abbildung 4-5: Das *Novacor®* LVAD [Dir06]

Unter den pulsatilen Systemen hält letzteres bis heute den Rekord im Langzeiteinsatz. Es konnte einen Patienten über sechs Jahre am Leben erhalten. Nach vier Jahren erfolgte jedoch ein Gerätetausch auf Grund einer defekten Klappe. Das mit einem Elektromagneten arbeitende VAD mit über 1 200g Leergewicht, wurde seit seiner Zulassung 1992 durch das *FDA* bis 2008 mehr als 1 700mal implantiert. [Hkm09, Fei03]

Die kommerzielle Verfügbarkeit förderte die Implantation von VADs stark. Bis heute sind weltweit mehrere tausend VADs in über 160 klinischen Zentren routinemäßig eingepflanzt worden. Der größte Fortschritt der letzten Jahre ist dabei die Entwicklung weg von pneumatischen, parakorporal zu tragenden Pumpen (*Thoratec®* VAD von *TCI*, *Medos®* VAD der *Medos Medizintechnik GmbH, Berlin* *Heart Excor®* der *Berlin Heart AG*) hin zu elektromotorisch angetriebenen Systemen mit vollständig implantierbarer Pumpeinheit, die nur noch ein einzelnes Kabel zur Energieübertragung benötigen, oder sogar mit einem TET-System arbeiten [Lor09].





Abbildung 4-6: Implantiertes parakorporales *Thoratec®* VAD [Mal09]

Die Bemühungen, effizientere und kleinere Unterstützungssysteme zu bauen, führten in den letzten Jahren zur Entwicklung von Unterstützungssystemen der zweiten Generation - nonpulsatile Rotationspumpen in Form von Axial- oder Radialpumpen. Die erste bahnbrechende Entwicklung bei den Axialpumpen war das *DeBakey® LVAD* von *MicroMed, U.S.A.*, das eine komplexe Strömungsgeometrie besitzt, welche im Rahmen einer Kooperation zwischen dem *Baylor College of Medicine* und der *NASA, Johnson Space Center, U.S.A.* entworfen wurde [Het02]. Weitere wichtige Vertreter sind das *Jarvic 2000®* von *Jarvik Heart Inc., U.S.A.*, das *Heartmate2®* von *TCI, U.S.A.* und das *Incor®* der *Berlin Heart AG, Germany*, die erste Pumpe mit ausschließlich magnetisch gelagertem Rotor [Lor09]. Sie alle ermöglichen eine extrem kleine Bauform, erfordern aber sehr hohe Drehzahlen und beschleunigen dadurch das Blut lokal hämodynamisch kritisch. Um das Auftreten dadurch induzierter thrombotischer Ereignisse zu reduzieren, ist eine erhöhte Gabe gerinnungshemmender Medikamente (erhöhte Antikoagulation) erforderlich. Da es in der klinischen Erprobung dieser Systeme trotz effektiver Antikoagulation in mehreren Fällen im Verlauf zu Thrombosierungen gekommen ist, besteht für den Patienten das postoperative Risiko eines Pumpstopps fortlaufend [Goe04]. Bleibt eine Trombosebildung aus, haben diese Systeme ihre Vorteile vor allem im weniger Wundfläche verursachenden chirurgischen Eingriff [Pot08]. Rekordhalter in der Langzeitunterstützung bei den nonpulsatilen Systemen ist bisher das *Jarvic 2000®*. Dem damals 61jährigen Patienten Peter Houghton gaben seine Ärzte nur noch wenige Tage. Stattdessen konnte er noch weitere sieben Jahre leben und genoss seine Mobilität mit diesem System.



Abbildung 4-7: Axialpumpe *Jarvic 2000®*, Durchmesser: 2,5cm, Gewicht: 90g [Per06]

Die Flusspumpe basiert auf dem Prinzip einer archimedischen Schraube. Diese enthält Induktionskupferspulen, die den zentralen Magneten im Impeller wie einen Elektromotor antreiben. Die Lager des mit bis zu 12 000 U/min drehenden Impellers sind aus hochwertiger Keramik hergestellt. Ihre Reibung wird durch einen hydrodynamischen Plasmafilm reduziert. Die Energieübertragung erfolgt über einen retroaurikulären Stecker, welcher fest mit dem Seitenbein des Schädels verschraubt wird [Sie03]. Das interne Energiekabel wird vom Apex des Thorax über einen leichten Zickzackkurs am hinteren Hals zum retroaurikulären Stecker tunneliert. Über ein externes Kabel erfolgt die Verbindung zu einer tragbaren 500g-Lithiumbatterie und zu einer Kontrolleinheit, welche die manuelle Drehzahleinstellung durch den Patienten erlaubt. Diese Form der Energieübertragung ermöglicht einen relativ normalen Lebensstil und ist weniger infekthanfällig. [Per06]



Abbildung 4-8: Kabelführung des retro-aurikulären Steckers [Per06]

Insgesamt lassen sich Herzunterstützungssysteme nach vier wesentlichen Merkmalen einteilen: die Unterstützungsart, die Zweckbestimmung, der Implantationsgrad und das Funktionsprinzip der Blutpumpe.

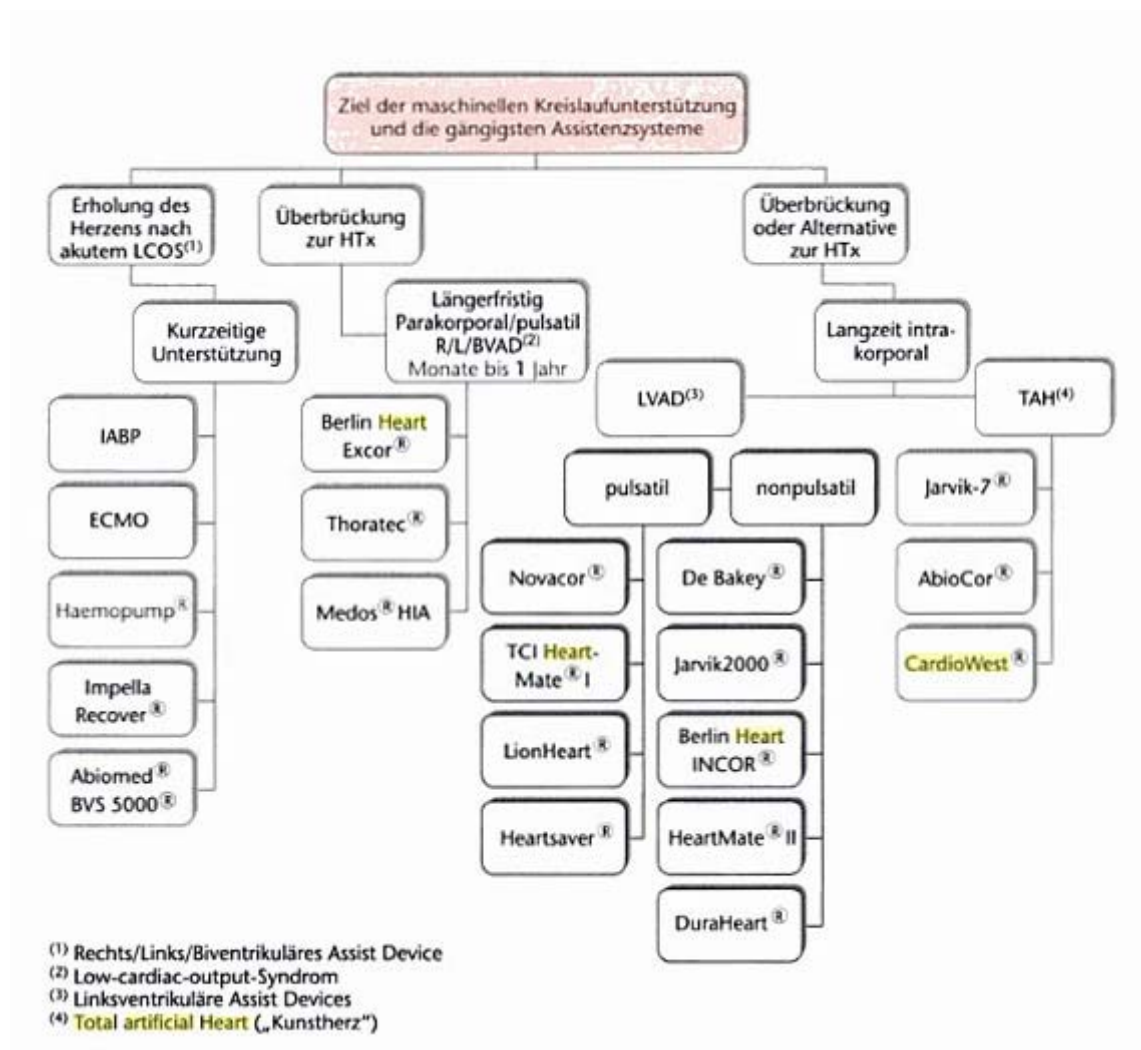


Abbildung 4-9: Einteilung der verschiedenen Assistenzsysteme nach Lokalisation, Antriebsart und Ziel der Unterstützung [Ada08]

Allen VAD-Systemen gemeinsam ist der Vorteil, dass sie das Herz zwar unterstützen, aber nicht vollständig entlasten. Da das Herz weiterhin mitpumpt, wird das Blut je nach Intensität der Unterstützung auf dem physiologischen Weg über die Aortenklappe ausgeworfen. Dadurch wird zum einen die Aortenwurzel gespült und Blutstase verhindert. Zum anderen wird ein Verwachsen der Aortenklappensegel verhindert. Inwiefern jedoch, bei zunehmender Langzeitstabilität der Systeme, eine Erholung des Herzmuskels in dem Maße möglich sein wird, dass die Herzunterstützung wieder explantiert werden kann, ist derzeit klinisch noch nicht absehbar. Denn mit dem Erfolg einer Langzeitunterstützung eröffnet sich ein neues Krankheitsstadium der Herzinsuffizienz, welches ohne VADs bisher nicht beobachtbar war, da die Patienten entweder transplantiert wurden oder schlichtweg verstorben sind. Schwierig ist vor allem die richtige Balance das Herz zunächst für die Erholung genügend zu entlasten, es zur Entwöhnung

aber auch schrittweise zur ursprünglichen Pumpleistung zurückzuführen [Pot08]. Dass mittelfristig, nach der Implantation jedoch eine klinische Stabilisierung prinzipiell erreichbar ist, ist durch Studien belegt. Deshalb werden Herzunterstützungssysteme der dritten Generation entwickelt. Führende Länder in der Forschung und Entwicklung von künstlichen Assistenzsystemen sind vor allem die USA., Deutschland und Frankreich. Aktuelle Entwicklungsschwerpunkte sind hauptsächlich nicht verschleißende Lager mit Tendenz zu dichtungsfreien aktiven magnetischen Lagerungen, hämodynamisch optimierter Strömungsmechanik um das Risiko thromboembolischer Zwischenfälle zu senken, und hämokompatible Oberflächen, um die wirkenden Scherkräfte in den Grenzschichten zum Pumpenmaterial möglichst gering zu halten [Fei03]. Das Ziel dabei ist, mit besonderen Oberflächenbeschaffenheiten die Bildung eines natürlichen Belags aus Zellbestandteilen und Eiweißablagerungen zu bewirken, welcher der natürlichen Struktur der Gefäßwände ähnlich ist. Für die weitere Miniaturisierung bleibt die Problematik für Systeme, die das Blut direkt pumpen, dass die Blutkörperchen durch zu hohe Scherkräfte geschädigt werden. Blutpumpen wie das DLR-VAD, die das Blut nach dem Verdrängerprinzip blutschonend pumpen, sind dagegen an ein Verdrängungsvolumen von ca. 70ml pro Pumpzyklus gebunden, und bringen rein physikalisch begründet schon eine gewisse Größe mit sich. Ein Paradebeispiel für voluminöse Technik ist das vorgestellte *Novacor* (Abbildung 4-5), welches nur groß gebauten Patienten implantiert werden kann. Auch die Tatsache, dass ein normales Herz deutlich auf Gefühlsregungen reagiert, bis hin zu chaotischen Schlagfolgen, exakt ablesbar im EKG, gewinnt mit zunehmender Einsatzdauer der VADs an Bedeutung und stellt eine weitere wissenschaftliche Herausforderung dar.

*„The day-to-day problems are largely technical. The need to change batteries, recharge them, and carry the equipment everywhere is a routine one has to get used to. Nevertheless, the equipment is intrusive, a dependence, and sometimes an irritation. Wire tangling is a particular bête noire of mine! Sometimes, I forget to change a battery before going out and have to hurtle home when its alarm warns of the battery's near expiration. I nearly gave my dentist a heart attack when this happened during a filling. The dentist drove me home well above the speed limit!“*

Peter Houghton, erster Empfänger eines LVADs als definitive Therapie (Zitat aus [Hou06]) starb im November 2007 nach sieben Jahren der Herzunterstützung durch ein *Jarvik 2000*.

## 5 Das DLR-Herzunterstützungssystem

Ein alternatives System zur Überbrückung der Wartezeit bis zur Transplantation von Spenderherzen (BTT) soll das künstliche Herz des DLR bieten, welches zur links-ventrikulären und biventrikulären Herzunterstützung eingesetzt werden kann. Die aktuelle, fünfte Generation des DLR-Herzunterstützungssystems resultiert aus einer mittlerweile schon über zehn Jahre dauernden Entwicklungserfahrung, sowohl technisch, als auch in Tierversuchen. Die Einteilung in die bisher fünf Generationen erfolgte anhand der Unterscheidung der immer weiter verbesserten Ventrikelformen und des Pumpantriebs. Auf die ersten beiden Versionen soll hier nicht mehr eingegangen werden, sondern die Funktionsweise bezüglich der letzten Versionen erläutert werden. Das grundlegende Funktionsprinzip und der Aufbau sind in diesen Versionen annähernd gleich. Zunächst wird ein Blick auf die Komponenten anhand des DLR-VAD3 und deren Anordnung geworfen und im Anschluss das Antriebsprinzip der derzeitigen Entwicklungsstufe „DLR-VAD5“ näher betrachtet.

### 5.1 Aufbau und Funktionsweise

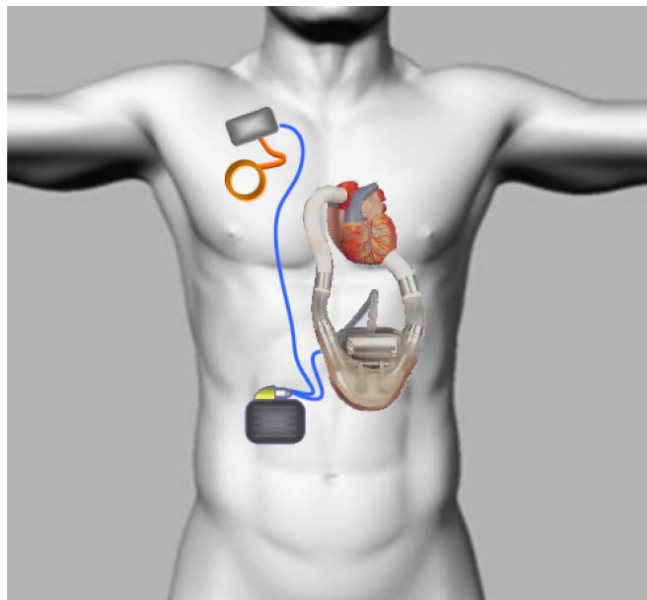


Abbildung 5-1: Komponenten und Anordnung des DLR-LVAD3

In Abbildung 5-1 sind die Komponenten des DLR-Kunstherzens dargestellt. Zum Einen das VAD, hier dargestellt als linksventrikuläre Unterstützung, welches mittels Conduits an das natürliche Herz angeschlossen und im Bauchbereich platziert wird. Zum Anderen die elektronischen Komponenten, die sich aus einer Spule zum Empfang drahtlos übertragener Energie und einem Elektronikgehäuse zusammensetzen. Im Letzteren befinden sich ein Mikrocontroller zur Regelung des Antriebs und Akkumulatoren zur Energieversorgung. Die bisher aufgezählten Komponenten sind vollimplantierbar. Über die Spule erfolgt eine kontaktlose Energieversorgung (Transcutaneous Energie Transfer) der implantierten Komponenten. Die außerhalb des Körpers angebrachte Sender-spule wird vom Patienten in einer Weste getragen und auf der implantierten Sekundärspule platziert. Bei der aktuellen VAD-Version werden die Primärspule und weitere externe Komponenten, wie eine Bedieneinheit, die Wechselrichterelektronik und ein zusätzlicher Akkupack, in einem Gürtel untergebracht. So können die im Körper implantierten Akkus ohne perkutane Leitungen geladen werden.

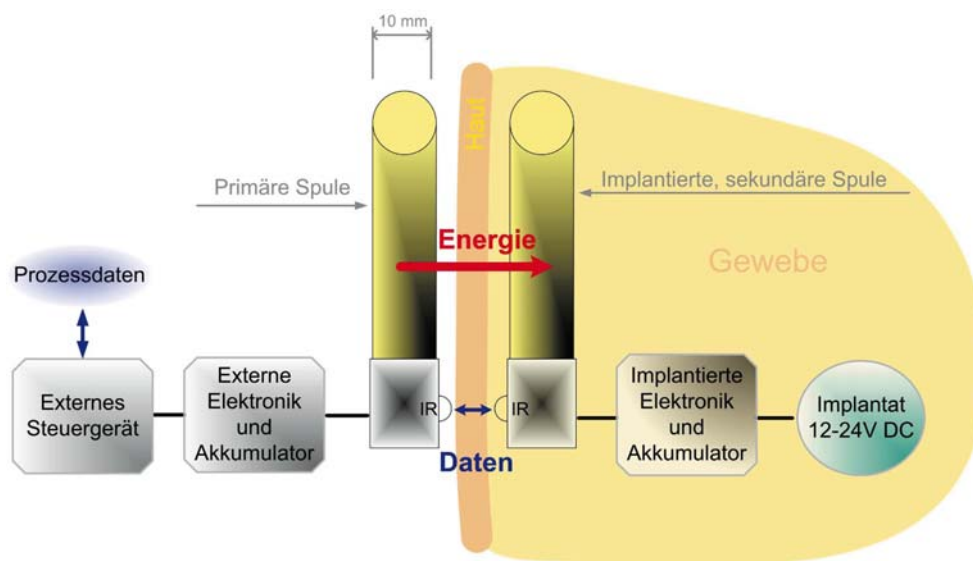


Abbildung 5-2: Transkutane Energieübertragung mittels zweier Induktionsspulen. Mit Infrarotdioden (IR) werden Daten vom Implantat und der implantierten Elektronik abgefragt bzw. gesendet.

## 5.2 Das Antriebssystem des DLR VAD-5

Das nach dem Verdrängerprinzip arbeitende Pumpsystem besteht beim VAD5 aus zwei symmetrisch übereinander liegenden Pumpkammern aus Polyurethan, welche im oszillierenden Betrieb durch eine Druckplatte wechselseitig komprimiert und expandiert werden. Durch dieses Prinzip ist ein zusätzlicher Druckausgleich nicht nötig.

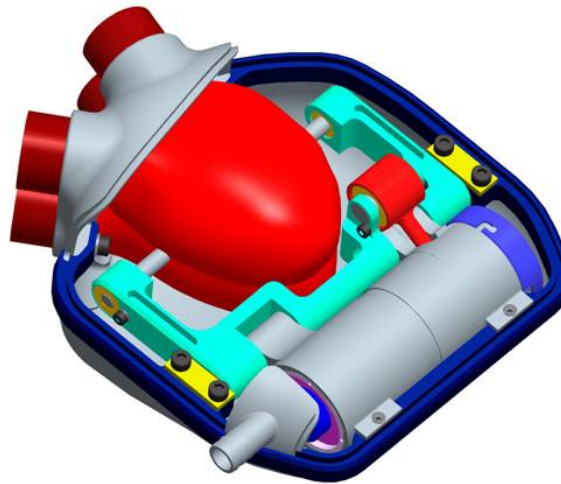


Abbildung 5-3: DLR LVAD5

Die Änderung des Ventrikels zur Form des VAD5 ist mit Untersuchungen begründet, welche beim VAD3 eine gewisse Gefahr zur Thrombenbildung zeigten. Aus diesem Grund wurde das Strömungsverhalten der Kammern verändert. Es entstand eine optimierte Generation 5 der Ventrikelform. Die Form des biologischen Humanventrikels wurde dazu mittels MRT aufgenommen, im CAD nachgebildet und im PIV-Verfahren optimiert [Sch07]. Nachfolgend ist der Strömungsverlauf in einer CFD-Simulation während des Pumpvorganges dargestellt.

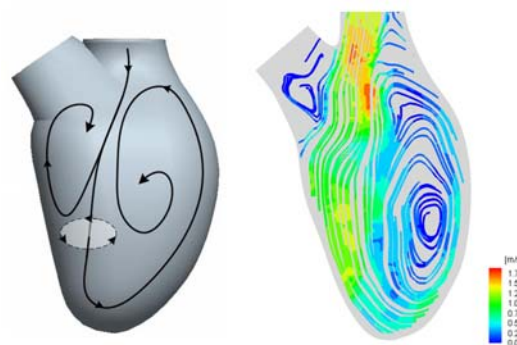


Abbildung 5-4: Strömungsverlauf des Ventrikels der 5. Generation [Sch07]

Auch die Druckplatte ist beim neuen System der Strömungsbildung dem Ventrikel angepasst worden. Im Motorgehäuse gelagert befindet sich ein bürstenloser Gleichstrommotor, der über ein Harmonic Drive Getriebe eine Kurbelwelle antreibt, die ein Pleuel bewegt (Abbildung 5-3). Die Kinematik entspricht einer einfach umlaufenden Kurbelschwinge und ist so ausgelegt, dass die rotatorische Bewegung des Motors in eine Schwenkbewegung der Druckplatte mit gewünschtem sinusförmigem Geschwindigkeitsverlauf umgewandelt wird. Der resultierende Beschleunigungsverlauf generiert eine Druckwelle und somit den gewünschten pulsatilen Blutauswurf [Bad06].

Auf Grund der Anordnung der Pumpsäcke mit dazwischen liegender Druckplatte besitzt das LVAD5 eine relativ große Bauhöhe, da das Gehäuse mindestens doppelt so hoch sein muss wie eine künstliche Herzklappe.



Abbildung 5-5: Bauhöhe LVAD-5



### 5.3 Das hydraulische Antriebssystem des DLR LVAD-5.1

Dieser Arbeit vorausgehend wurde bereits ein neues hydraulisches Antriebskonzept für das DLR-LVAS initiiert. Hauptziele der Neukonzeption sind ein höherer Wirkungsgrad, eine längere Lebensdauer sowie eine geringere Baugröße des Systems. Weitere Vorteile sind eine schonende Belastung der PUR-Pumpkammern und ein direkter Antrieb, welcher mit wenig Lagerungen und sonstigen verschleißenden Teilen auskommen soll. Durch das neue Gehäusedesign liegen die künstlichen Herzklappen, anders als beim LVAD-5, nicht mehr übereinander. Die eingesparte Bauhöhe bietet enorme Vorteile für die Implantation.

Wie beim LVAD-5 soll auch hier über ein TET die benötigte elektrische Antriebsenergie ohne körperliche Kabeldurchtrittsstelle erfolgen. Die vom Elektromotor angetriebene Pumpeneinheit wandelt mittels eines Transmitterfluids die Rotationsenergie in eine Druckenergie, welche nach Abbildung 5-7 am künstlichen Ventrikel auf einer Seite anliegt. Der Antrieb arbeitet mit Drehrichtungsumkehr und pumpt somit das Hydraulikfluid wechselseitig von einer in die andere Ventrikelkammer.



Abbildung 5-6: Hydro-Demonstrationsgehäuse mit künstlichen Ventrikeln

Durch den Druck wird der druckbeaufschlagte Ventrikel komprimiert, welcher nach dem Öffnen der Klappen entleert wird. Auf der anderen Seite wirkt der hydraulische Antrieb, anders als die Druckplatte des LVAD-5-Systems, auf den Ventrikel aktiv saugend und befüllt ihn mit Blut.

Die verwendeten Motoren sind im Rahmen der Forschungsarbeiten des zugehörigen Instituts für Robotik und Mechatronik entstanden und werden von der Firma *Robodrive* vertrieben. Trotz ihrer hohen Leistungen sind sie sehr kompakt und lassen sich platzsparend in das notwendige Gehäusedesign integrieren.

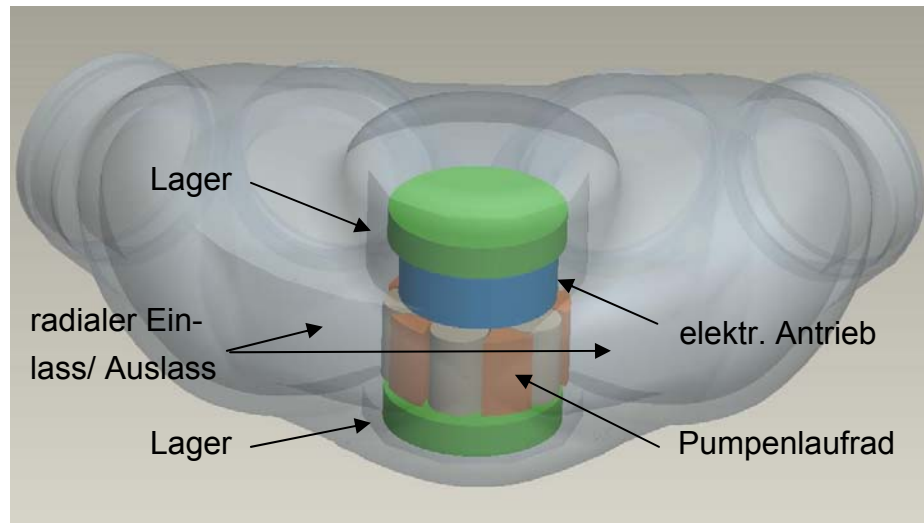


Abbildung 5-7: Rollenzellenantrieb integriert in das Gesamtsystem [Gme08]

Für einen ersten Integrationstest werden die Lager noch als Wälzlager ausgeführt, um den Aufwand für eine geeignete alternative Lagerung vorerst zu minimieren. Längerfristig kommt aber eine Wälzkörperlagerung im herkömmlichen Sinn aufgrund der korrosiven Umgebung und der hohen Lebensdauieranforderungen nicht in Frage. Ein für den gesamten Antrieb optimiertes Geschwindigkeitsprofil soll später von einem programmierbaren Mikroprozessor angesteuert werden.

## **6 Entwicklung eines hydraulischen Antriebssystems – prinzipielle Betrachtung**

In diesem Kapitel werden zunächst die Hauptanforderungen formuliert, welche das vorgestellte Konzept nach Kapitel 5.3 an das neue Antriebssystem stellt. Anschließend wird in Kapitel 6.2 das dynamische Verhalten der Pumpenbauteile in Form eines mathematischen Modells untersucht. Dieses soll im Weiteren dazu dienen, meine theoretischen Überlegungen zur Optimierung des Antriebs zu begründen. Dabei werden auch alternative Lösungswege bewertet.

### **6.1 Anforderungen an den hydraulischen Antrieb**

Neben den umfangreichen Anforderungen zur Erfüllung aller für Medizinimplantate geltenden Normen und Richtlinien, welche u. a. die Bio- und Hämkompatibilität entsprechender Bauteile voraussetzen, sollen hier vor allem Anforderungen aufgezählt werden, die zunächst in konstruktiver Hinsicht für die Weiterentwicklung des hydraulischen Antriebes wichtig sind.

- Lebensdauer

Bezogen auf die mögliche Anwendung des Kunstherzens wäre es wünschenswert, dass das System vier bis fünf Jahre ohne Probleme läuft. Je länger, desto eher könnte dies eine Alternative zur Herztransplantation darstellen (ATT). Somit müsste der Antrieb mindestens 35 000-45 000 Stunden ohne Fehler arbeiten. Mit einer durchschnittlichen Pulsfrequenz von 80 bis 100 Schlägen pro Minute bedeutet dies 168 Mio. bis 270 Mio. Lastwechsel bei univentrikulärer Funktionsweise. Bei bi-ventrikulärer Anwendung gilt der doppelte Wert.

- Miniaturisierung

Je kompakter und leichter das System wird, desto weniger invasiv wird der chirurgische Eingriff bei der Implantation und desto weniger Einschränkungen oder baulich bedingte Komplikationen entstehen für den Patienten. Es muss außerdem für unterschiedlich große Patienten implantierbar sein. Das Vorgängersystem LVAD-5 scheiterte an diesem Punkt. Durch die funktionsbedingte Anordnung der Ventrikel besaß es eine zu große Höhe.

- Wirkungsgrad und Energieaufnahme

Da die Lebensdauer der implantierbaren Akkus hauptsächlich von den Entladezyklen abhängt, ist der Energiebedarf der Antriebselemente der entscheidende Faktor. Ein optimaler Wirkungsgrad ist für die richtige Anwendung und Nutzung des gesamten Herzunterstützungssystems entscheidend. Angelehnt an das derzeitige System LVAD-5, welches je nach Betriebszustand etwa 5 - 6 Watt bei 120 Schlägen pro Minute benötigt, soll die Leistungsaufnahme für das neue Antriebssystem in derselben Größenordnung liegen.

- Druck und Volumenstrom

Der Druck soll ähnlich dem physiologischen Blutdruck sein, welcher sich zwischen 80 mmHg und 120 mmHg bewegt. Dies entspricht einem Druck von 0,106 bar und 0,160 bar. Der Volumenstrom ist abhängig von der Größe des Patienten und dessen natürlichem Blutfördervolumen. In der ersten Version wird der Volumenstrom zwischen 6 - 8 l / min ausgelegt für eine Herzschlagfrequenz bis zu 180 / min.

- Wärmeentwicklung

Die abgestrahlte Temperatur des VAD darf maximal 2°C über Körpertemperatur liegen.

- Transmitterfluid

Das Hydraulikfluid muss zu jedem Zeitpunkt die Kraftübertragung zwischen Ventrikel und dem Druckerzeugungssystem sicherstellen. Durch geeignete Wahl der Fluidart und durch die Auslegung des hydraulischen Kreislaufes soll Kavitation durch allmähliche Blasenbildung vermieden werden. Das Fluid muss innerhalb seiner Umgebung Volumen- und Alterungsbeständigkeit aufweisen und darf mit ihm in Berührung kommende Konstruktionswerkstoffe nicht verspröden oder anlösen.

## 6.2 Regeleinrichtung für den Drehrichtungswechsel

Da nach der Konzeptvorstellung aus Kapitel 5.3 der hydraulische Antrieb mit der Frequenz des Herzschlags seine Drehrichtung wechselt um die Pumpkammern wechselseitig zu befüllen und zu entleeren, ist die Regelung des Umkehrpunktes für einen symmetrischen Betriebsverlauf zwingend. Pumpt der Antrieb bei einem Puls von durchschnittlich 80 / min pro Richtungswechsel um nur 0,001 ml pro Befüllung asymmetrische Volumina, bedeutet dies eine Volumendifferenz von 115 ml innerhalb 24 Stunden. Da bisher kein Pumpenprinzip existiert, bei dem man von absolut symmetrisch gepumpten Volumina für beide Drehrichtungen ausgehen kann, ist eine volumenkorrigierende Regeleinrichtung unumgänglich. Beim Pumpvorgang erhöht sich zunächst der Druck in der VAD-Pumpkammer soweit, bis der Öffnungsdruck für die VAD-Klappen überschritten wird. Am VAD-Ausgang liegt der Diastolendruck der Aorta an. Wegen der Trägheit des sich im gefüllten VAD-Ventrikel befindenden Blutes steigt der Druck zu Beginn des Auswurfvorgangs zunächst an. Gegen Ende des Pumpvorgangs, wenn der Ventrikel entleert ist, sinkt der Druck in der Pumpkammer ab. Dieser steigt erst wieder, wenn der Ventrikel vollständig ausgequetscht ist. Zu diesem Zeitpunkt sind aber bereits Erythrozytenschädigungen zu erwarten. Zudem wird der Kunststoffwerkstoff des Ventrikels sehr stark auf Biegung wechselbelastet. Eine einfache Druckmessung in den Pumpkammern ist also nicht akzeptabel, da sie viel zu spät greift. Es bedarf folglich eines zusätzlichen Messinstrumentes, das der aktiven Regelung des geförderten Fluidvolumens dient, und ein Signal ausgibt, welches den Drehrichtungswechsel der Pumpe einleitet. Die Signalausgabe muss dabei erfolgen, bevor der Ventrikel vollständig entleert ist.

Als Messeinrichtung für das in eine Richtung gepumpte Absolutvolumen könnte eine Membran in der Pumpkammer dienen. Diese Membran könnte eine Biegecharakteristik besitzen, welche bewirkt, dass ab einer bestimmten Durchbiegung die Steifigkeit der Membran und damit der Fluiddruck schlagartig ansteigen. Erreicht der gemessene Fluiddruck den festgelegten Grenzdruck, wird der Drehrichtungswechsel am Antrieb eingeleitet.

Ein alternatives Konzept wäre die Messung der Durchbiegung der flexiblen Membran. Schließt sich bei einer gewissen Durchbiegung ein elektrischer Schaltkreis, kann dieser das Signal für eine Drehrichtungsumkehr sein. Denkbar wäre auch, dass das Signal beispielsweise von einem Sensor mit induktivem Messprinzip initiiert wird.

Zudem müsste die Membran konstruktiv im Hydro-Gehäusedesign berücksichtigt werden. Dies beeinflusst je nach Konzept den Umfang des nötigen Gehäuse-Redesigns.

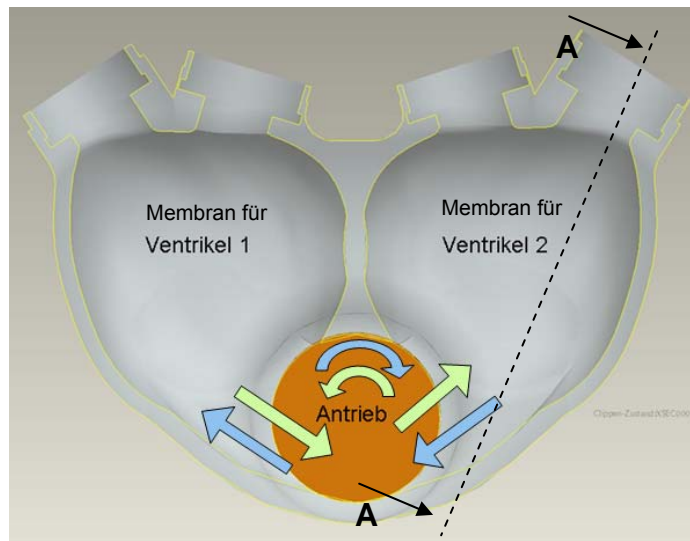


Abbildung 6-1: Adaption einer Membran für beide Ventrikel (Darstellung untere Gehäusenhälfte)

Besonders wichtig ist eine möglichst gleichförmig über die Fläche verteilte Spannungsbelastung der Membran. Zudem sollte die Membran über einen Ringspalt im Gehäuse formschlüssig fixiert werden, um dauerhafte Dichtigkeit zu gewährleisten.

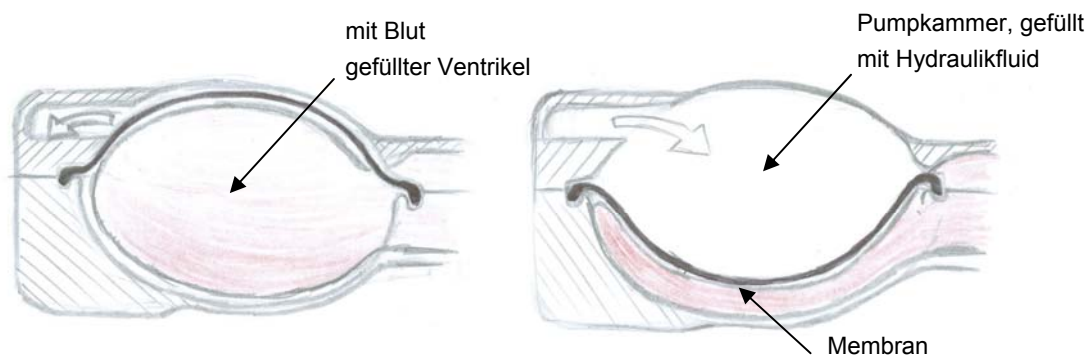


Abbildung 6-2: Schnittebene A-A, Darstellung der Membranfunktion

Kurz nachdem der Drehrichtungswechsel durch die Membran ausgelöst wurde, kann der aufgebaute Druck den Antrieb bei der Beschleunigung in die andere Richtung unterstützen. Der wechselseitige Druckanstieg durch die Membran kann somit als Druckenergiespeicher betrachtet werden. Die einmal aufgebrachte Druckenergie geht im weiter laufenden Prozess nicht verloren. Sie verschiebt den Energieaufwand der Pumpe lediglich im zeitlichen Verlauf. Zu Beginn des Pumpvorgangs wird der Anlauf der Pumpe durch die zur Verfügung stehende Druckenergie unterstützt, gegen Ende des Pumpvorgangs muss die Pumpe jedoch die nötige Druckenergie zusätzlich aufbringen.

Da die Beschleunigungen sehr schnell ablaufen, müsste normalerweise der Elektroantrieb beim Bremsvorgang alle Rotorträgheiten aktiv abbremsen, um die Drehrichtungs-umkehr zeitgerecht einzuleiten. Die gegen Ende des Pumpvorgangs aufzubringende Druckenergie entlastet somit den Elektroantrieb auch während des Bremsvorgangs.

### 6.3 Modifizierte Rollen- und Flügelzellenpumpe

Einhubige Flügel- und Rollenzellenpumpen gehören zu den Exzenterringpumpen und besitzen beide das gleiche Funktionsprinzip. Ein exzentrisch im Pumpengehäuse (Stator) laufender Rotor führt Sperrkörper, die den Verdrängerraum entlang des Rotorumfangs in Verdrängerzellen unterteilen. Die Sperrkörper sind mit radialtranslatorischem Freiheitsgrad beweglich im Rotor gelagert. Bei der Flügelzellenpumpe sind sie als Flügelschieber angeordnet. Bei der Rollenzellenpumpe besitzen die Sperrkörper einen zusätzlichen Freiheitsgrad, nämlich die Drehung um die eigene Achse, die Zylinderrollenachse. Für die Betrachtung des dynamischen Systems als ebener Bewegungsablauf soll zunächst der, je nach Ausführung, weitere axiale Freiheitsgrad der Sperrkörper vernachlässigt werden.

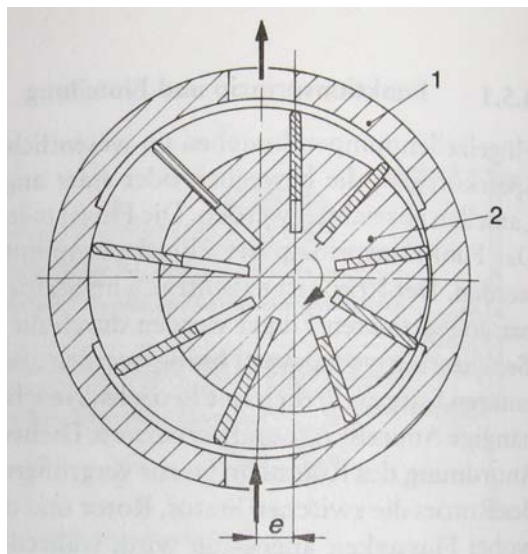


Abbildung 6-3: Funktionsschema einer Flügelzellenpumpe [Iva93]

Legende: (1) Stator; (2) Rotor; (e) Exzentrizität

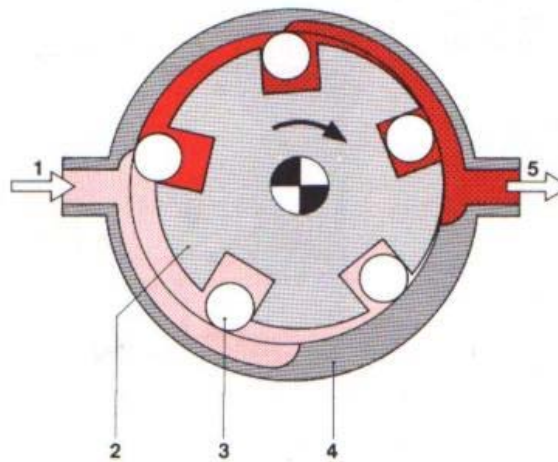


Abbildung 6-4: Funktionsschema einer Rollenzellenpumpe [Bos09]

Legende: (1) Einlass; (2) Rotor; (3) Zylinderrolle; (4) Stator; (5) Auslass

Nach den Abbildungen 6-3 und 6-4 werden die Sperrkörper bei drehendem Rotor durch die wirkende Zentrifugalkraft mit ihrer Dichtkante an den Gehäusering gedrückt. Wegen der exzentrischen Lage des Rotors vergrößern sich während einer halben Umdrehung die Volumina der abgesperrten Verdrängerzellen und saugen dadurch das Fluid einlassseitig an. Bei der nachfolgenden halben Umdrehung erfolgt der Vorgang genau umgekehrt und das aufgenommene Fluid wird in den Pumpenausgang verdrängt. Die Zentrifugalkraft, welche die Funktion der Abdichtung bewirkt, ist linear abhängig von der Sperrkörpermasse und dem Radius ihrer Kreisbahn.

$$F_z = m_{sp} \cdot \omega^2 \cdot r$$

Maßgeblich ist vor allem ihre quadratische Abhängigkeit von der Drehzahl. Im konventionellen Betrieb, bei konstanter Geschwindigkeit, wirken der Zentrifugalkraft am Sperrkörper die Fluidkräfte im Schmier-spalt entgegen, welche von der Viskosität und ebenfalls von der Drehzahl abhängen. Somit kann Pumpenkonstruktion kann näherungsweise so ausgelegt werden, dass sich die Fluidkräfte und die Zentrifugalkräfte in einem Gleichgewichtszustand befinden. Dadurch reduziert sich die Reibung am Statorring erheblich. Für den beschleunigten Pumpenbetrieb besteht die Problematik nun darin, dass einerseits unterhalb einer Grenzdrehzahl  $n_{\min}$  die Zentrifugalkraft nicht ausreicht um die Verdrängerzellen genügend abzudichten. Andererseits steigt sie ab einer Grenzdrehzahl  $n_{\max}$  soweit, dass der hydrodynamische Fluidfilm zwischen Rolle und Gehäuse ring abreißt. Dies führt in jedem Fall zu erhöhter Reibung und kann je nach erreichter Drehzahl und Viskosität des Fluids zu Kavitationseffekten führen. Um die dynamische Belastung der Bauteile im Betrieb mit variabler Beschleunigung zu beurteilen, soll zunächst die Bewegung eines Sperrkörpers analytisch nachvollzogen werden.





Um das analytische Modell zu vereinfachen, wird angenommen, dass der Spalt zwischen Rotor und Stator bei  $\varphi = 270^\circ$  null wird. Folglich ist die Exzentrizität der Sperrkörperkreisbahn gegenüber der Drehachse 0 bei  $\varphi=90^\circ$  maximal und beträgt dort:

$$Sp_{\max} = D_{\text{Stator}} - D_{\text{Rotor}} = 2e$$

Da der Schwerpunkt Z des Sperrkörpers nicht über den Rotorflügel hinausragen sollte, kann man annehmen, dass der Sperrkörper in radialer Richtung mindestens eine Länge von

$$l = 2 \cdot Sp_{\max} = 4e$$

haben muss. Der statische Anteil des Vektors  $\vec{r}_{0Z,xB}(t)$ , welcher die Bewegungsbahn von Z gegenüber 0 im mitbewegten, körperfesten Relativkoordinatensystem B ( $x_B, y_B$ ) beschreibt, beträgt somit:

$$r_{\text{stat},xB} = \frac{D_{\text{Rotor}}}{2} - 2e = \frac{D_{\text{Stator}}}{2} - 4e$$

Dargestellt im System B bewegt sich der Punkt Z mit  $\varphi(t)$  um 0 also mit einem statischen und einem dynamischen Anteil:

$$\vec{r}_{0Z,xB}(t) = r_{\text{stat},xB} + r_{\text{dyn},xB}(t)$$

Der Term für den dynamischen Exzentrizitätsanteil  $r_{\text{dyn},xB}(t)$  ist etwas komplexer, da beim realen Zusammenhang nach Abbildung 6-5, der Abszissenwert des Ortsvektors von 0 zum Punkt Z wegen der Exzentrizität  $e$  phasenverschoben zum Ordinatenwert auftritt. Um den Term zu vereinfachen, wird folgend eine Näherungsgleichung

$$r_{\text{dyn},xB}(t) = f(\sin \varphi(t))$$

herangezogen. Man nimmt also vereinfacht an, der dynamische Anteil gleiche einer Sinusfunktion. Diese Näherung macht auch insofern Sinn, da man annehmen kann, dass in einem weiteren Entwicklungsschritt die Kontur der Statorbohrung so angepasst werden könnte, dass sich für  $r_{\text{dyn},xB}(t)$  ein gleichmäßiger, sinusförmiger Verlauf ergibt. Demnach kann der dynamische Anteil gemäß

$$r_{\text{dyn},xB}(t) = e \cdot \sin \varphi(t) + e$$

dargestellt werden.

Der dynamische Anteil hat auf der Abszisse im System B seinen Maximalwert

$$r_{\text{dyn},xB}(t) = 2e \text{ bei } \varphi(t)=90^\circ.$$

Damit ergibt sich  $\vec{r}_{0Z,B}(t)$  in Vektorschreibweise näherungsweise zu:

$$\vec{r}_{0Z,B}(t) = \begin{bmatrix} r_{stat,xB} + e \cdot (\sin \varphi(t) + 1) \\ 0 \end{bmatrix}$$

Die vereinfacht angenommenen Zusammenhänge für den Vektor  $r_{0Z}(t)$  sind in in Abbildung 6-6 nochmals graphisch dargestellt. Den Verlauf von  $r_{0Z,xB}(t)$  im körperfesten System B bildet die rote Kurve ab. Die schwarze Kurve zeigt den Verlauf von  $r_{0Z,0}(t)$ , dargestellt als Abszissenwert im ortsfesten Koordinatensystem 0 ( $x_0, y_0$ ). Es ist zu erkennen, dass gemäß der Modellbildung nach Abbildung 6-5 der dynamische Anteil  $r_{dyn,x0}(t)$  dem statischen  $r_{stat,x0}$  (blaue Kurve) schwellend überlagert ist und bei  $\varphi=90^\circ$  maximal wird.

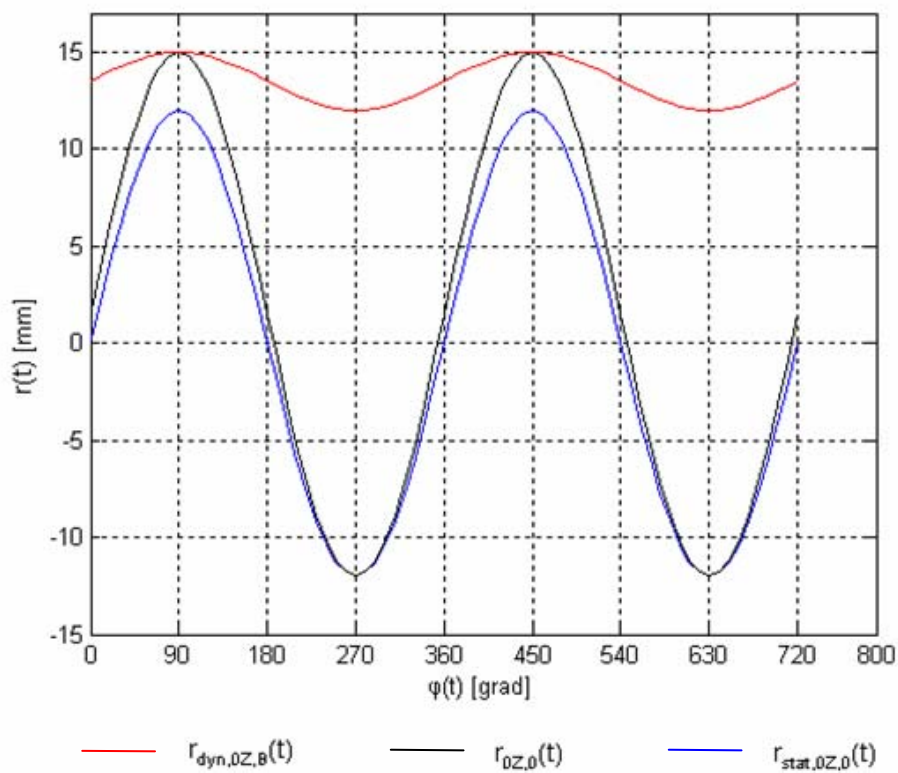


Abbildung 6-6: Lage des Punktes Z im System B und System 0 (Abszissenwerte)

Differenziert man  $r_{0Z,xB}(t)$  nach der Zeit, ergibt sich die translatorische Geschwindigkeit und Beschleunigung des Punktes Z im System B mit:

$$\dot{r}_{0Z,xB}(t) = e \cdot \cos \varphi(t) \cdot \dot{\varphi}(t)$$

$$\ddot{r}_{0Z,xB}(t) = e \left[ -\sin \varphi(t) \cdot \dot{\varphi}^2(t) + \cos \varphi(t) \cdot \ddot{\varphi}(t) \right]$$

### 6.3.2 Die Beschleunigungskräfte der Sperrkörper

Anhand des vereinfachten kinematischen Modells aus Kapitel 6.3.1 soll die Bewegungsbahn der Sperrkörper als Massenpunktbewegung im ebenen Polarkoordinatensystem beurteilt werden.

#### Lage

Nach Abbildung 6-5 ist durch den Vektor  $\vec{r}_{0Z,0}(t)$  die Position des Punktes Z gegenüber 0 zum Zeitpunkt t eindeutig bestimmbar als

$$\vec{r}_{0Z,0}(t) = \begin{bmatrix} r(t) \cdot \cos \varphi(t) \\ r(t) \cdot \sin \varphi(t) \end{bmatrix}$$

mit

$$\varphi(t) = \frac{\pi}{30} n(t) \cdot t$$

und

$$r(t) = \vec{r}_{0Z,xB}(t) = r_{stat,xB} + e \cdot (\sin \varphi(t) + 1).$$

#### Geschwindigkeit

Für nachfolgende Ausführungen werden  $\varphi(t)$  und  $r(t)$  verkürzt als  $\varphi$  und  $r$  geschrieben.

Mit den Einheitsvektoren

$$\vec{e}_{xB,0} = \begin{bmatrix} \cos \varphi \\ \sin \varphi \end{bmatrix}, \quad \vec{e}_{yB,0} = \begin{bmatrix} -\sin \varphi \\ \cos \varphi \end{bmatrix}$$

ergibt sich der Zusammenhang zwischen der ortsfesten (System 0) und der körperfesten (System B) Darstellung des Ortsvektors zu:

$$\vec{r}_{0Z,0} = r_{0Z,B} \cdot \vec{e}_{xB,0} = r \cdot \vec{e}_{xB,0}.$$

Mit der Darstellung des Ortsvektors in dieser Form ergibt sich die elegante Möglichkeit, die Geschwindigkeit des Punktes Z im System 0 zu berechnen und das Ergebnis im System B darzustellen.

Aus der Ableitung von  $\vec{r}_{0Z,0}$  folgt:

$$\dot{\vec{r}}_{0Z,0} = \dot{r} \cdot \vec{e}_{xB,0} + r \cdot \dot{\vec{e}}_{xB,0}.$$

Mit

$$\dot{\vec{e}}_{xB,0} = \begin{bmatrix} -\sin \varphi \\ \cos \varphi \end{bmatrix} \cdot \dot{\varphi} = \vec{e}_{yB,0} \cdot \dot{\varphi}$$

ergibt sich

$$\dot{\vec{r}}_{0Z,0} = \dot{r} \cdot \vec{e}_{xB,0} + r \dot{\varphi} \cdot \vec{e}_{yB,0}$$

Die Geschwindigkeit der Punktmasse Z gegenüber 0 kann nun im System B dargestellt werden:

$$\left( \dot{\vec{r}}_{0Z,0} \right)_B = \begin{bmatrix} \dot{r} \\ r \dot{\varphi} \end{bmatrix}$$

### Beschleunigung

Differenziert man  $\dot{\vec{r}}_{0Z,0}$  nach der Zeit ergibt dies die Beschleunigungsinformation von Z gegenüber 0:

$$\ddot{\vec{r}}_{0Z,0} = (\ddot{r} - r \dot{\varphi}^2) \cdot \vec{e}_{xB,0} + (r \ddot{\varphi} + 2 \dot{r} \dot{\varphi}) \cdot \vec{e}_{yB,0}$$

Oder dargestellt im System B mit:

$$\left( \ddot{\vec{r}}_{0Z,0} \right)_B = \begin{bmatrix} \ddot{r} - r \dot{\varphi}^2 \\ r \ddot{\varphi} + 2 \dot{r} \dot{\varphi} \end{bmatrix}$$

Der Absolutbeschleunigungsvektor setzt sich dabei aus folgenden Bestandteilen zusammen:

- Relativbeschleunigung  $a_R = \ddot{r}$
- Zentripetalbeschleunigung  $a_Z = -r \dot{\varphi}^2$
- Führungsbeschleunigung  $a_F = r \ddot{\varphi}$
- Coriolisbeschleunigung  $a_C = 2 \dot{r} \dot{\varphi}$

### Kräfte

Die aus den Beschleunigungen der Punktmasse Z resultierenden d’Alambert’schen Trägheitskräfte wirken den Beschleunigungsvektoren entgegen gerichtet. Damit ergibt sich der Kraftvektor auf die Sperrkörpermasse, dargestellt im System B zu:

$$\vec{F}_{T,B} = - \begin{bmatrix} \ddot{r} - r \dot{\varphi}^2 \\ r \ddot{\varphi} + 2 \dot{r} \dot{\varphi} \end{bmatrix} \cdot m_Z$$

### Beurteilung der auftretenden Beschleunigungen und Kräfte

In Radiusrichtung – im mitbewegten System B die x-Koordinate – wirken die Relativ- und die Zentripetalbeschleunigung. Dabei ergibt sich die Relativbeschleunigung  $a_R$  aus der dynamischen Relativbewegung  $r_{\text{dyn},xB}(t)$  der Punktmasse und lautet bei konstanter Drehzahl

$$a_R = \ddot{r}(t) = -e \sin \phi(t) \cdot \dot{\phi}^2(t).$$

Die Relativbeschleunigung  $a_R$  erreicht ihr Minimum bei  $\phi=90^\circ$  und ihr Maximum bei  $\phi=270^\circ$ . Die Zentripetalbeschleunigung  $a_Z$

$$a_Z = -r\dot{\phi}^2$$

erreicht wegen des dynamischen Anteils  $r_{\text{dyn},xB}(t)$  in  $r_{0Z,xB}(t)$  nach

$$r_{\text{dyn},xB}(t) = e \cdot (\sin \phi(t) + 1)$$

ebenfalls ihr Minimum bei  $\phi=90^\circ$ . Beide Beschleunigungen besitzen demnach das gleiche Vorzeichen. Die resultierenden d’Alambertschen Trägheitskräfte werden bei  $\phi=90^\circ$  maximal und drücken hier additiv überlagert den Sperrkörper an den Statorring. Problematisch werden die schwingend auftretenden Kräfteanteile vor allem bei hohen Drehzahlen, wenn wegen der quadratischen Abhängigkeiten von der Drehzahl große Kraftamplituden erreicht werden. Ein beschleunigter Betrieb verstärkt die Kraftamplitude weiter, da die Relativbeschleunigung  $a_R$  dann zusätzlich von der Winkelbeschleunigung abhängt:

$$a_R = \ddot{r}(t) = e \left[ -\sin \phi(t) \cdot \dot{\phi}^2(t) + \cos \phi(t) \cdot \ddot{\phi}(t) \right]$$

Für einen verschleißreduzierten, geräuscharmen Betrieb der Pumpe müssen die Fluidkräfte und die Beschleunigungskräfte auf den Sperrkörper jedoch in einem möglichst konstanten Verhältnis stehen. Die einzigen in Frage kommenden Gegenmaßnahmen können die Reduzierung der Maximaldrehzahl und der Drehzahländerung sein. Denn eine Reduzierung der Sperrkörpermasse verschiebt beim Anfahren die nötige Mindestdrehzahl für ausreichende Dichtwirkung am Statorring in höhere Bereiche und erhöht somit die Leckageverluste im bidirektional beschleunigten Betrieb.

Senkrecht zum Radius – im mitgedrehten System B die y-Koordinate – wirken die Führungs- und die Coriolisbeschleunigung und drücken den Sperrkörper an die Führung des Rotors. Bei konstanter Drehzahl ist die Führungsbeschleunigung null und die Coriolisbeschleunigung hat ihren Maximalwert bei  $\phi=0^\circ$  und  $\phi=180^\circ$ , da hier die Relativgeschwindigkeit

$$\dot{r}(t) = e \cdot \cos \varphi(t) \cdot \dot{\varphi}(t)$$

maximal ist.

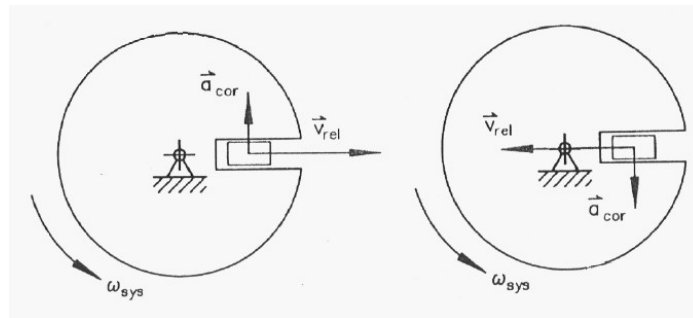


Abbildung 6-7: anschauliche Darstellung der Coriolisbeschleunigung

Da die Relativgeschwindigkeit der Sperrkörpermasse ebenfalls von der Winkelgeschwindigkeit abhängt, ergibt sich auch für die Corioliskraft eine quadratische Abhängigkeit von der Drehzahl. Im beschleunigten Betrieb wirkt zusätzlich noch die Führungskraft auf den Sperrkörper. Da dieser verschiebbar im Rotor sitzt bestimmt die Summe beider Kräfte den Betrag der Normalkraft und damit die Reibkraft zwischen Rotor und Sperrkörper. Werden im beschleunigten Betrieb die Reibkräfte zu groß, lassen sich die Sperrkörper nur noch schwer in ihrer Führung bewegen und laufen zunehmend gewaltvoll an den Stator.

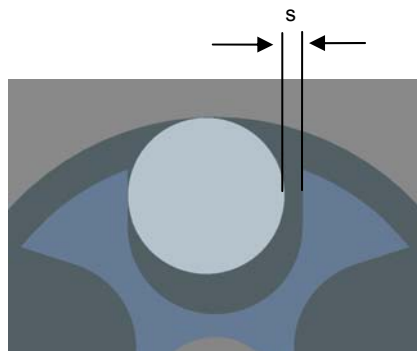


Abbildung 6-8: Spalt s zwischen Zylinderrolle und Rotorführung

Ein Sonderfall tritt ein, wenn die Sperrkörper als Zylinderrollen ausgeführt sind, da sie in der Rotorführung abrollen können. Bewegen sich die Rollen in ihrer Führung nach innen, muss das Fluid aus der Führungstasche entweichen können. Deshalb muss zwischen Rolle und Rotor ein Spalt s verbleiben. Wegen

$$r_{dyn,xB}(t) = e \cdot (\sin \varphi(t) + 1)$$

bewegen sich die Sperrkörper, wie in Abbildung 6-7 dargestellt, in ihrer Führung vor und zurück. Das Verhalten der Corioliskraft ist durch

$$F_C = -2m_z \cdot \dot{r}(t) \cdot \dot{\varphi}(t) = -2m_z \cdot (e \cdot \cos \varphi(t) \cdot \dot{\varphi}^2(t))$$

ebenfalls dynamisch und wechselt wegen  $\cos \varphi(t)$  pro Umdrehung zweimal ihr Vorzeichen. Folglich wechselt die Rolle in der Führung nach jeweils  $180^\circ$  schlagartig die Seite. Dieser Vorgang führt zu einer surrenden Geräuschentwicklung, welche mit doppelter Drehfrequenz auftritt.

Zusammenfassend kann gesagt werden, dass sich die Sperrkörperdynamik als kinematisches Modell aus periodisch schwingend auftretenden Beschleunigungsanteilen zusammensetzt, die sich gegenseitig überlagern. Diese haben eine resultierende Kraft auf den Sperrkörper zur Folge, welche im mitgedrehten Koordinatensystem B als ein Vektor dargestellt werden kann, der für jeden Drehwinkel  $\varphi(t)$  innerhalb einer Rotordrehung seinen Betrag und seine Richtung ändert. Die Intensität der Kraft hängt dabei stark von der Rotordrehzahl und seiner Beschleunigung ab. Wegen dieser qualitativen Zusammenhänge muss die Eignung einer konventionellen Flügel- oder Rollenzellenpumpe für den Betrieb mit rhythmisch bidirektionaler Rotorbeschleunigung in Frage gestellt werden.

Dabei sei angemerkt, dass dieses Modell den Einfluss von Beschleunigungen nicht berücksichtigt, die durch äußere Einflüsse entstehen, z. B. die Erdbeschleunigung oder Beschleunigungen, die durch das Fahren des Patienten mit Verkehrsmitteln entstehen können. Außerdem simplifizieren die getroffenen vereinfachten Annahmen sowie die nicht berücksichtigten Rückstellkräfte, die durch das Arbeitsmedium Fluid entstehen nicht berücksichtigt zusätzlich die Ergebnisse der Beschleunigungsverläufe. Zur genaueren Beurteilung wäre deshalb ein erweitertes kinetisches Modell erforderlich, welches die Auswirkungen der Sperrkörperbeschleunigungen beim bidirektionalen Betrieb detailliert darlegt. Zur Erweiterung des Modells sollte eine Software zur numerischen Berechnung, wie beispielsweise *MATLAB* oder *ADAMS* verwendet werden.



### 6.3.3 Modifiziertes Flügel- / Rollenzellenprinzip

Gemäß den theoretischen Überlegungen des vorhergehenden Kapitels soll das Rollenzellenprinzip für die Anforderungen im beschleunigten Betrieb optimiert werden. Die nachfolgend aufgeführten Zusammenhänge beruhen auf theoretischen Überlegungen und sind versuchstechnisch zu verifizieren.

#### Erster Entwicklungsschritt: Reduzierung der Rollenmasse

Beim herkömmlichen Rollenzellenprinzip dient die Zentrifugalkraft der Sperrkörper der radialen Abdichtung. Verbindet man die Führungstaschen nach Abbildung 6-9 miteinander, so entsteht ein vom äußeren geförderten Hydraulikfluid unabhängiger, innen kurzgeschlossener hydraulischer Kreis (Hydraulic Short Circuit – HSC). Dargestellt ist in der Abbildung nur eine Drehrichtung. Die Funktionalität ist aber für beide Drehrichtungen gültig.

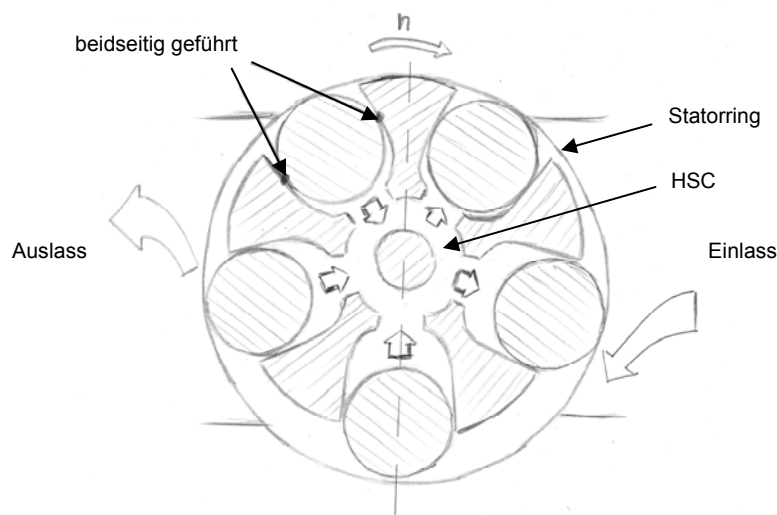


Abbildung 6-9: HSC-Rotor mit hydraulisch kurzgeschlossenen Führungstaschen

Die Zylinderrollen laufen dabei gemäß der Passungstoleranz beidseitig geführt in der Führungstasche. Wesentlich für den kurzgeschlossenen Hydraulikkreislauf ist, dass sich die Verdrängerbewegungen gegenseitig kompensieren. Eine nach innen wandernde Rolle verdrängt das inkompressible Fluid in den Kreislauf und schiebt dadurch eine andere Rolle nach außen. Durch definierte Spalte zwischen den Rollen und den Führungstaschen sowie durch axiale Spalte gegenüber dem Stator soll sich das optimale Fluidvolumen im inneren Hydraulikkreis möglichst selbstständig einstellen. Im Vergleich zum herkömmlichen Prinzip können die Rollen dadurch besser abdichtend am Statorring entlang gleiten. Nicht die Zentrifugalkraft, sondern die hydraulische Betätigung erzeugt die Dichtheit zwischen Zylinderrolle und Statorring. Dies funktioniert

auch bei sehr niedrigen Drehzahlen. Sogar beim Drehrichtungswechsel, wenn die Geschwindigkeit kurze Zeit Null beträgt, ist das Fluid mit hoher Wahrscheinlichkeit zu träge, um in den kurzen Zeitabschnitten durch die kleinen Spalte abzufließen. Dadurch bleiben die Rollen am Statorring positioniert. Von Vorteil wäre folglich, dass die Zylinderrollen enorm massereduziert werden können, da die Zentrifugalkraft in ihrer Funktion in den Hintergrund tritt. Bei geringen Trägheitsmassen kann im beschleunigten Betrieb die Verlustleistung stark reduziert werden. Darüber hinaus können die Führungstaschen vergrößert werden, da auf den Rotor ein geringeres Drehmoment wirkt und er dadurch auch bei dünneren Wandstärken den Belastungen Stand hält. In den folglich größer ausgeführten Rotortaschen können größere Sperrkörper eingesetzt werden. Dadurch kann die Exzentrizität vergrößert und das Fördervolumen pro Umdrehung erhöht werden. Ein weiterer Punkt ist die Geräuschreduzierung, da sich durch die beidseitige Führung der Sperrkörper der Richtungswechsel der Corioliskraft weniger akustisch bemerkbar macht.

Ein Nachteil dieser Modifikation ist, dass das geometrische Fördervolumen pro Umdrehung gegenüber der herkömmlichen Rollenzellenpumpe reduziert ist. Beim herkömmlichen Rotor mit fünf Zylinderrollen wird pro Umdrehung fünfmal das zwischen zwei Rollen abgesperrte Segment von der Einlass- zur Auslassseite transportiert (Abbildung 6-10 links). Wandert die Rolle im Rotor nach innen, wird das verdrängte Fluidvolumen im Spalt an der Rolle vorbeigedrückt und somit zusätzlich gefördert.

Bewegt sich die Rolle im HSC-Rotor (Abbildung 6-10 rechts) nach innen, wird das Hydraulikfluid nicht in die Fördersichel, sondern in den HSC nach innen verdrängt.

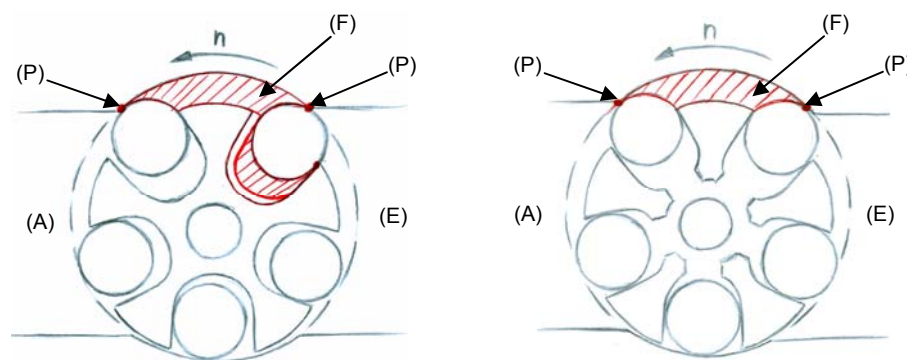


Abbildung 6-10: Darstellung des geometrischen Fördervolumens im Vergleich  
(A) Auslass; (E) Einlass; (F) Fördersichel; (P) Dichtpunkt bzw. Dichtlinie zwischen Zylinderrolle und Stator; rote Markierung: gefördert Fluidvolumen einer Verdrängerzelle

Damit wird im Kurzschlusskreislauf zwischen den Rollen ständig Fluid verschoben, ohne dass dieses vom Pumpeneinlass zum Auslass gefördert wird. Je größer die Rollen, desto größer sind die verdrängten Volumina innerhalb der Fördersichel. Anders als

beim herkömmlichen Prinzip hat dies hier zur Folge, dass mit zunehmender Größe der Zylinderrollen, das Fördervolumen sinkt. Ein weiterer Nachteil, der durch Druckwellen im HSC bei höheren Drehzahlen auftritt, wird nachfolgend im vierten Entwicklungsschritt näher beschrieben.

### Zweiter Entwicklungsschritt: Reduzierung der axialen Reibverluste

Durch die Möglichkeit die Rollenmassen zu reduzieren, kann die durch Massenbeschleunigung entstehende Verlustleistung enorm reduziert werden. Ein weiterer, großer Verlustleistungsanteil wird durch Reibungskräfte verursacht, die in axialer Richtung zwischen Rolle und Statorgehäuse auftreten.

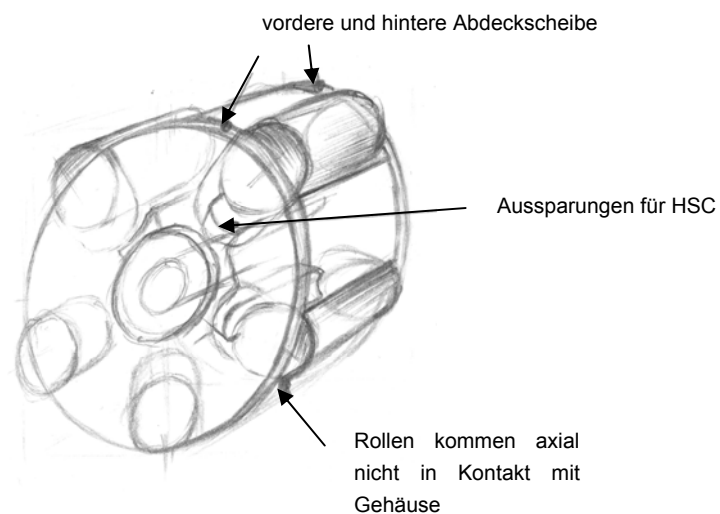


Abbildung 6-11: HSC-Rotor in Trommelausführung, räumliche Darstellung

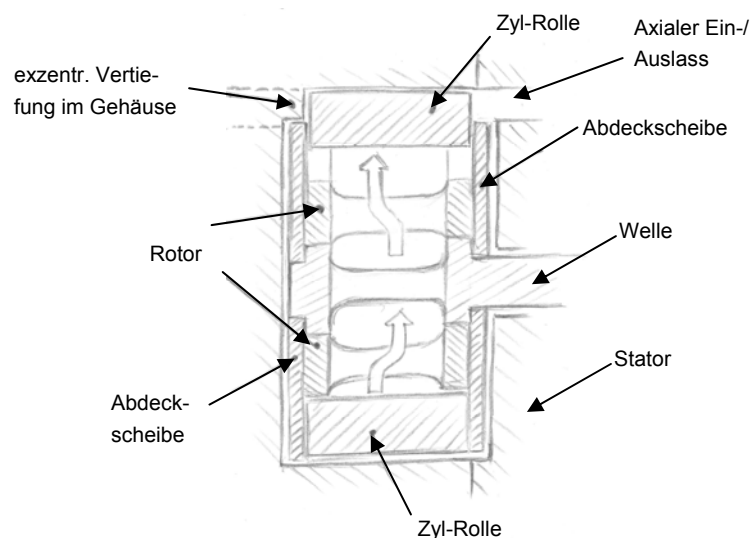


Abbildung 6-12: HSC-Rotor in Trommelausführung, Schnittdarstellung

Beim herkömmlichen Rollenzellenprinzip sind die Rollen im Statorgehäuse axial eingesperrt. Es verbleibt ein Restspalt im Bereich von 0,1 mm - 0,2 mm zwischen Rolle und Gehäuse, der als hydrodynamischer Fluidfilm wirkt. Grobmaßstäblich betrachtet bleibt einer Rolle nur ein Bewegungsfreiheitsgrad, nämlich die translatorische Bewegung im Rotor. Mikroskopisch betrachtet besitzt jedoch eine im Fluid „schwimmend“ gelagerte Rolle – gemäß Spaltauslegung – im Bereich bis etwa 0,03 mm sechs Bewegungsfreiheitsgrade, bevor sie mit einer Kante Körperkontakt zu einem sie umgebenden Bauteil aufbaut. Wegen dieses u. a. auch fertigungsbedingten Sachverhalts „kippen“ die Rollen geringfügig und schleifen axial am Statorgehäuse entlang. Für den unidirektionalen Betrieb ist dies akzeptabel. Die im Gehäuse erzeugten Schleifspuren rechnet man zum Einlaufverhalten der Pumpe. Kehrt die Drehrichtung jedoch um, passen die Schleifspuren nicht mehr zum Bewegungsverhalten der Rollen. Die axialen Laufflächen werden folglich stärker aufgeraut und erhöhen die Reibungsverlustleistung. Diesem Vorgang kann mit einer Trommelanordnung konstruktiv vorgebeugt werden.

Der Rotor ist mit axialen Abdeckscheiben geschlossen ausgeführt. Damit bewegen sich die Rollen nicht mehr axial, sondern nur noch radial am Gehäuse entlang. Im weiteren Entwicklungsverlauf ist zu erwägen, ob der Ein- und Auslass zur Verdrängerschleife nicht axial erfolgen kann. Für das Bewegungs- sowie das Verschleißverhalten der Rollen wäre dies eindeutig die bessere Wahl. Entscheidend für diesen Schritt ist, wie groß die Strömungsverluste im Gehäuse für diese Anordnung sind.

### Dritter Entwicklungsschritt: Erhöhung des Fördervolumens

Die unter Kapitel 6.3.2 qualitativ bestimmten Beschleunigungskräfte hängen neben der Masse der Zylinderrollen sehr stark von der Drehzahl und der Drehzahländerung ab.

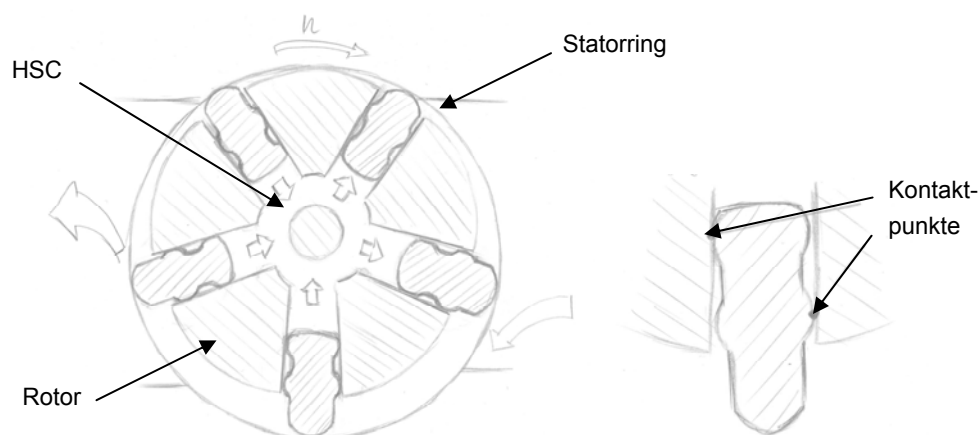


Abbildung 6-13: HSC-Rotor mit angepassten Sperrkörpern

Soll die Statorgröße beibehalten werden, kann eine Drehzahlreduzierung nur durch die Erhöhung des Fördervolumens pro Umdrehung erreicht werden. Da beim HSC-Prinzip die Besonderheit gilt, dass das geometrische Fördervolumen von der Geometrie der Sperrkörper abhängt, sollten die Sperrkörper so angepasst werden, dass durch sie einerseits möglichst wenig Volumen in der Fördersichel zwischen Rotor und Stator eingenommen wird, aber andererseits die Exzentrizität maximiert werden kann. Für den inneren hydraulischen Kreis gilt Ähnliches. Die Größe des sich im HSC ständig in Bewegung befindlichen Volumenstroms wird ebenfalls von der Größe der Sperrkörper bestimmt. Gegenüber den Zylinderrollen, haben die in Abbildung 6-13 dargestellten Sperrkörper auch diesbezüglich eine günstigere Geometrie.

Sie besitzen die nötige Bauhöhe für eine Maximierung der Exzentrizität, sind jedoch in ihrer Breite gedrängt ausgeführt. Dadurch verringert sich der HSC-Volumenstrom. Damit bestehen bei diesem System wieder mehr Ähnlichkeiten mit dem Flügelzellenprinzip. Die Sperrkörper sind aber durch ihre Form für beide Drehrichtungen selbst nach bereits eingetretenem Verschleiß noch statisch bestimmt gelagert. Gegenüber konventionellen Flügeln sind sie weniger klemmgefährdet und gleiten durch die Linienberührung weniger reibungsbehaftet.

#### **Vierter Entwicklungsschritt: Druckausgleich für HSC-Kreislauf**

Bei geringer Sperrkörpermasse muss für die Zentrifugalkraft auch die Masse des am Sperrkörper anliegenden Fluidzylinders berücksichtigt werden (siehe Abbildung 6-14). Da die Zentrifugalkraft quadratisch mit der Drehzahl ansteigt, bewegen sich die Sperrkörper bei hoher Drehzahl mit geringerem Fluidspalt am Statorring. Dies führt zu einer geringfügigen Vergrößerung des HSC-Volumens, weil über die axialen Spalte Fluid in den HSC nachströmen kann. Werden nun die Sperrkörper vom Statorring nach innen gedrückt (nach Abbildung 6-14 links), so werden die gegenüber liegenden Sperrkörper um den gleichen Betrag an den Statorring geschoben, da das Hydraulikfluid inkompressibel ist. Auch sie gleiten folglich mit sehr geringem Fluidspalt am Statorring entlang. Insgesamt stellt der HSC also bei hohen Drehzahlen wenig Nachgiebigkeit zur Verfügung. Nachteilig ist dies zunächst deshalb, weil im HSC auftretende Druckwellen nicht abgedämpft werden können und somit die Reibung zwischen den Sperrkörpern und dem Statorring ansteigt.

Im Betrieb mit stark veränderlicher Drehzahl muss zusätzlich befürchtet werden, dass sich das Fluidvolumen im HSC-Kreislauf nicht schnell genug an die sich verändernden Bedingungen anpassen kann. Sinkt die Drehzahl beim Bremsvorgang ab, sind die im HSC wirkenden hydraulischen Kräfte gegenüber den Rückstellkräften des Fluids im

Fluidspalt zwischen Stator und Sperrkörper plötzlich zu hoch. Folglich steigt die Reibung wegen des Kräfteungleichgewichts an.

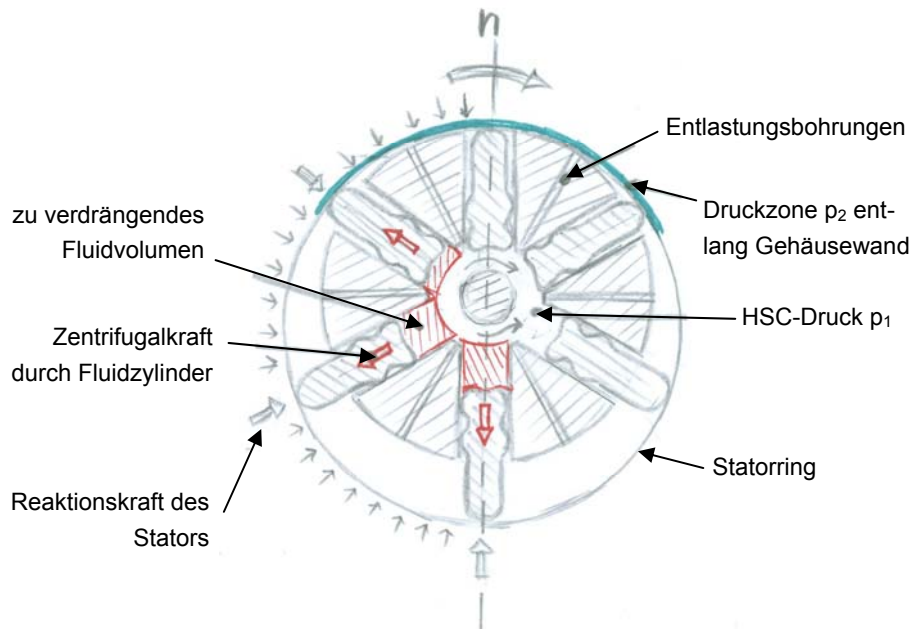


Abbildung 6-14:HSC-Rotor mit Druckentlastungsbohrungen

Eine Möglichkeit zur Druckentlastung im HSC sind nach Abbildung 6-14 im Rotor angebrachte Entlastungsbohrungen zur Fördersichel mit geringem Durchmesser. Bei hohen Umfangsgeschwindigkeiten sinkt nach dem Gesetz von Bernoulli der statische Druck unmittelbar am Umfang ab, während der dynamische Fluiddruck zunimmt. Da dies vor allem im Bereich der Druckzone  $p_2$  der Fall ist, wird

$$p_2 \ll p_1.$$

Je höher die Geschwindigkeit, desto größer ist die benötigte Nachgiebigkeit im HSC. Gelingt eine Druckentlastung durch die Bohrungen, so würde auch die Kavitationsgefahr im Druckbereich  $p_2$  gelindert. Die Bohrungsdurchmesser müssen dabei so klein gewählt werden, dass im Umkehrpunkt beim Drehrichtungswechsel ein Druckausgleich nicht genügend schnell erfolgen kann und die Sperrkörper am Statorring verbleiben. Wegen der geringen Nachgiebigkeit des HSC-Prinzips sollte das System mit einer geraden Anzahl an Zylinderrollen betrieben werden, um für jeden Drehwinkel symmetrische Verhältnisse von Spielern und Gegenspielern sicher zu stellen.

## 6.4 Zahnringpumpe

Eine artverwandte Verdrängerpumpe, auf deren bewegliche Teile keine Kräfte wirken, die aus Relativbeschleunigungen resultieren, sind die Zahnringpumpen. Einer der beiden exzentrisch gelagerten Zahnringe wird mit der Antriebswelle verbunden und treibt durch Zahneingriff den zweiten Ring an. Die beiden Zahnringe können für den beschleunigten Betrieb besonders massereduziert hergestellt werden. Gegenüber dem Flügel- und Rollenzellenprinzip ist der Rotor stärker an der Fluidverdrängung beteiligt. Deshalb besitzen Zahnringpumpen bei geringer Zähnezahl ein höheres auf den Stator-durchmesser bezogenes geometrisches Fördervolumen. Neben der gebräuchlichen Gerotor- und Duocentricverzahnung läuft insbesondere die in Abbildung 6-15 dargestellte Zykloidenverzahnung wegen der geringen Pulsatilität mit sehr geringen Geräuschemissionen.

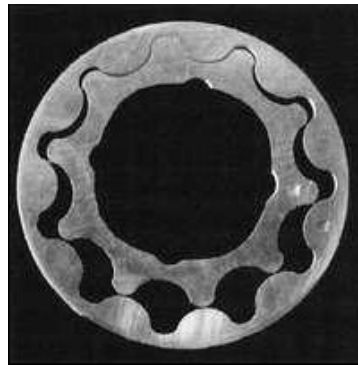


Abbildung 6-15: Verzahnung [Bas09]

Hierbei handelt es sich um eine aus einer Hypo- und Epizykloide konstruierte Duocentric IC Verzahnung. Wegen der genannten Vorteile sind Mikroausführungen als Kraftstoffpumpen für die Luft- und Raumfahrttechnik sowie als Dosierpumpen für die Medizintechnik im Einsatz, welche nur wenige Millimeter Durchmesser besitzen [Hnp09]. Besonders gering ist auch die Abnutzung der Zahnprofile, da die Zähne sehr schonend ineinander greifen. Die im System wirkende Reibung sowie die Fluidscheerung sind sehr gering. Besonders interessant für vorliegenden Anwendungsfall ist eine Version, bei der der äußere Zahnring als Käfigläufer ausgeführt ist, da dadurch eine radiale Fluidzufuhr und -abfuhr möglich wird. Der größte Nachteil dieses Prinzips ist die nötige Fertigungsgenauigkeit zur Minderung von Spaltverlusten sowie eine hohe Lagergenauigkeit beider Läufer. Das Pumpsystem muss außerdem viermal, anstatt zweimal gelagert werden. Ein weiterer Nachteil ist hier wie bei Exzenterringpumpen im Allgemeinen die einseitige Radialbelastung der Wellenlagerung. Dennoch stellt dieses

Pumpenprinzip wegen der genannten Vorteile eine interessante Alternative zum modifizierten Rollenzellenprinzip dar.

## 6.5 Axialpumpe

Eine radial sehr gering belastete Lagerung kann durch eine Axialpumpe erreicht werden. Die axial wirkenden Trägheitskräfte des beschleunigten Fluids könnten mit einer axial vorgespannten Permanentmagnetlagerung platzsparend und reibungsfrei abgefangen werden. Für die Eingrenzung der Freiheitsgrade in radialer Richtung könnte ein Mehrgleitflächenlager (MGF) in Miniaturausführung sorgen. Für den bidirektionalen Betrieb müssen die Schaufeln des Impellers symmetrisch ausgeführt werden.

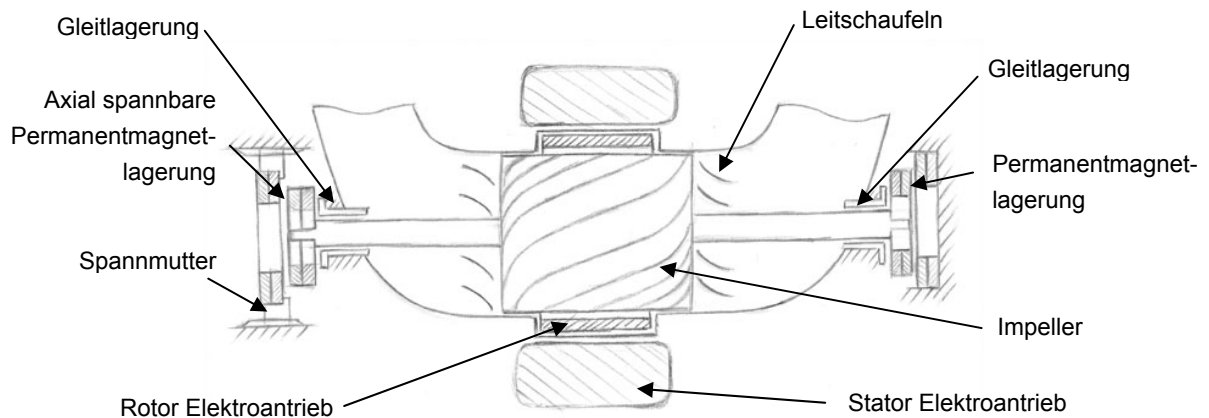


Abbildung 6-16: Bidirektional funktionierende Axialpumpe

Ab einer Minstdrehzahl  $n_{\min}$  erzeugt der Impeller genügend Druckdifferenz entlang der Schaufelprofile, so dass die Pumpe zu fördern beginnt. Die Verwirbelungen können durch Vor- und Nachleitschaufeln reduziert werden, die an eine über den Drehzahlverlauf gemittelte Drehzahl optimiert werden. Solange die Drehzahl ansteigt, wirkt unmittelbar am Rotor die Trägheitskraft des Fluidvolumens, welches auf der Auslassseite beschleunigt werden muss und reduziert die dortige Wirbelbildung. Versuchstechnisch zu prüfen wäre, ob die Trägheitskraft ausreicht, die auslassseitigen Strömungsverluste zu reduzieren. Eine weitere entscheidende Frage für das Anlaufverhalten ist, bei welcher Drehzahl  $n_{\min}$  beim beschleunigten Betrieb der Förderbeginn des Impellers einsetzt. Positiv auf das Anfahrverhalten wirkt sich auch für diesen Fall der einlassseitige Überdruck durch die Membran aus, wie in Kapitel 6.2 beschrieben. Einen weiteren positiven Einfluss hat die höhere Viskosität des Hydraulikfluids bei kleinen Pumpengrößen, weil die ausgebildeten Grenzschichten zusätzlich die Sekundärströmungseinflüsse unterdrücken. Da technische Literatur über das Anlaufverhalten von Impellern die-



ser Größe mit ähnlichen Betriebsbedingungen quasi nicht existent ist, sollte in einer Versuchsreihe das Strömungsverhalten eingehend ermittelt werden. Würde ein derartiger Impeller für den beschleunigten Betrieb einen vergleichbaren Wirkungsgrad zu den bereits genannten Pumpsystemen erreichen, würde das Prinzip vor allem durch seine lange Lagerlebensdauer, geringe Fluidbelastung und sein leises Betriebsgeräusch überzeugen.

## **6.6 Lagerungen**

Allen bereits beschriebenen Pumpprinzipien gemeinsam ist die zentrale Bedeutung der Lagerung des Rotors. Sie definiert die technische Realisierbarkeit von Spaltabständen zwischen Rotor und Gehäuse und damit anteilmäßig den Wirkungsgrad der Pumpe. Hier ist außerdem zu berücksichtigen, dass sich mit zunehmender Betriebszeit das Lagerspiel durch Abnutzung immer weiter erhöht. Spätestens wenn es zum Festkörperkontakt zwischen Rotor und Gehäuse kommt, ist der reziproke Selbstzerstörungsmechanismus in Gang gesetzt und der Totalausfall der Pumpe nur noch eine Frage weniger Stunden. Generell in Frage kommende Lagerungen sind hydrostatisch, hydrodynamisch, magnetisch oder als Wälzkörperlagerung ausgeführt.

### **6.6.1 Hydrostatische Lagerung**

Wenig verschleißende, sehr genau arbeitende Wellenlagerungen werden im Werkzeugmaschinen- oder Turbinenbau mittels hydrostatischen Mehrgleitflächenlagern (MGF) realisiert. Hydrostatische Lager hätten den Vorteil, dass bei niedrigen Drehzahlen oder im Stillstand der hydraulische Fluidfilm weiterhin trägt. Die ausschließlich im Bereich der Flüssigkeitsreibung arbeitende Lagerung bringt eine enorme Verschleißreduzierung. Das hydrostatische Prinzip benötigt jedoch einen zusätzlichen hydraulischen Antrieb. Dem energetischen Nachteil kommt die geometrische Vergrößerung um eine weitere entkoppelte Antriebseinheit hinzu. Demnach wäre der Einsatz nur dann sinnvoll, wenn der zusätzliche Pump Antrieb klein dimensioniert und geometrisch vorteilhaft ins VAD-Gehäuse integriert werden kann. Zusätzlich muss angemerkt werden, dass das hydrostatische Prinzip den Weg zu höherer Lebensdauer nur insofern löst, als dass sie das Lagerproblem auf einen zweiten wartungsabhängigen Antrieb überträgt. Da dieser im VAD ebenfalls vollständig implantiert wäre, stellt ein zusätzlicher Antrieb keine Lösung für diesen Anwendungsfall dar.

### 6.6.2 Hydrodynamische Lagerung

Die hydrodynamische Lagerung ist baulich sehr platzsparend und zeichnet sich durch ihre geringe Trägheitsmasse aus. Der Fluiddruck, welcher der Lagerbelastung entgegenwirkt, wird ausschließlich als hydrodynamischer Staudruck in engen Schmierspaltten erzeugt. Die Fluidzufuhr erfolgt in der Regel drucklos.

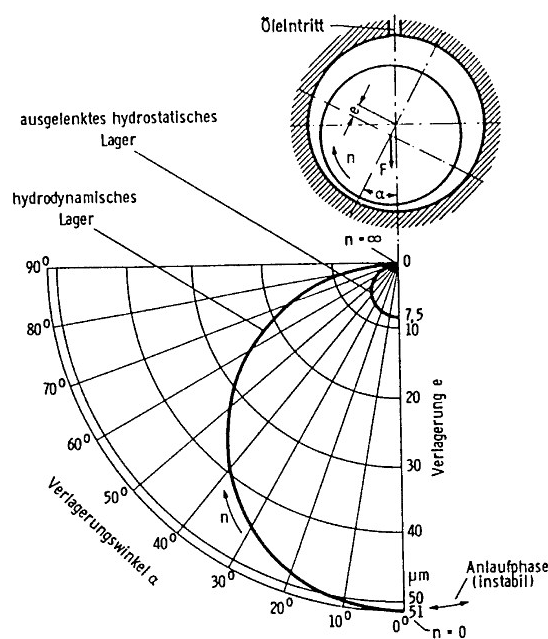


Abbildung 6-17: Drehzahlabhängige Mittelpunktsverlagerung beim vollumschließenden Radialgleitlager

Beim vollumschließenden Radialgleitlager ist die Position des Wellenmittelpunktes nach Abbildung 6-18, eine Funktion in Abhängigkeit von der Drehzahl und der Lagerkraft. Da durch den großen Drehzahlbereich im Betrieb neben der Wellenverlagerung auch der Bereich der Sommerfeldzahl sehr stark schwankt, sollten die Gleitlager als MFG ausgeführt werden.

Will man im Betrieb den Mischreibungsbereich verhindern, darf eine gewisse Mindestgeschwindigkeit nicht unterschritten werden. Die Verlusterscheinungen bei Unterschreiten der Mindestgeschwindigkeit bedeuten einen eklatant höheren Lagerverschleiß, der durch frequentiert wiederkehrenden Festkörperkontakt (Slick-Stip-Effekt) bewirkt wird. Sinkt bei wiederkehrender Drehrichtungsumkehr die Geschwindigkeit kurzzeitig auf Null, bedeutet das für das „weiche“ Material (Bronze, Weißmetall, Kunststoff-Compounds) der Gleitlagerschalen eine pulsierend auftretende Abrasion hoher

Intensität. Eine mögliche Abhilfe sind Beschichtungen, welche den Übergangsbereich zur Misch- und Festkörperreibung zu niedrigeren Geschwindigkeiten hin verschieben. Durch die Verwendung von verschleißarmen Keramikwerkstoffen ist ebenfalls eine Lebensdauererhöhung möglich, allerdings können auch sie das Eintreten von Misch- und Festkörperreibung nicht grundsätzlich beheben.

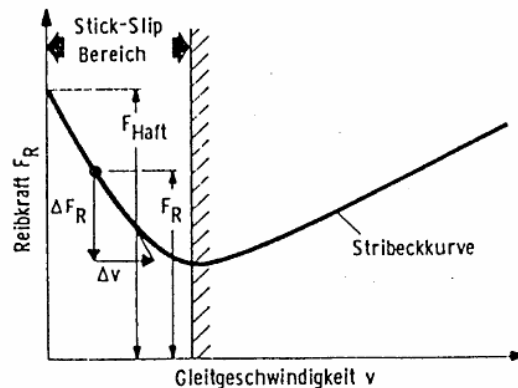


Abbildung 6-18: Stribeckkurve mit Slick-Stip-Bereich

Allerdings kann auch eine Beschichtung das Problem des Unterschreitens der Mindestdrehzahl durch den Drehrichtungswechsel nicht gänzlich lösen. Problematisch ist auch, dass sich nach einiger Betriebszeit auf der Wellenoberfläche und im Gleitlager Mikrostrukturen ausbilden, die nach der Wellendrehrichtung ausgerichtet sind. Wird die Drehrichtung umgekehrt, ist folglich hohe Abrasion zu erwarten. Eine Möglichkeit wäre, die hydrodynamische Lagerung beim Drehrichtungswechsel hydrostatisch zu unterstützen. Allerdings gelten hier wieder die unter Kapitel 6.6.1 genannten Nachteile. Da für das Konzept nach Kapitel 5.3 nur mit einem Antrieb gearbeitet werden soll, könnte die hydrostatische Unterstützung zum einen durch eine Schwungmasse erzielt werden, die zur Überbrückung des Umkehrzeitraums nachläuft und zum anderen durch eine Sonderbearbeitung der Lagerschalen. Werden in die Lagerschalen Taschen eingearbeitet, aus denen das Fluid innerhalb des Drehrichtungswechsels nicht schnell genug abwandern kann, verhindern die „Druckpolster“ den Festkörperkontakt.

Für eine erste Sonderbearbeitung von Gleitlagerschalen bieten sich Kunststofflager der Firma *IGUS* und DU-Lager® von *Glacier Garlock Bearings* an. Zusätzlich können die an die Lagerwerkstoffe angepassten Präzisionswellen der Hersteller verwendet werden.

### 6.6.3 Magnetische Lagerung

Bei der magnetischen Lagerung ist generell zwischen passiver und aktiver Lagerung zu unterscheiden. Passivlager werden mit Permanentmagneten und Aktivlager mit regelten Elektromagneten ausgeführt. Für letztere wird der regelungstechnische Aufwand zu hoch eingeschätzt, um ein vollimplantierbares System zu generieren. Damit beschränkt sich die magnetische Anwendung auf Passivlager.

Bei der passiven Lagerung gilt die Besonderheit, dass es nicht möglich ist, allein mit Permanentmagneten eine statisch stabile Lagerung zu realisieren. In der Literatur der Magnetostatik wird dieser Sachverhalt mit dem *Earnshaw – Theorem* begründet. Demnach kann es für Teilchen, deren Kräfte mit dem Quadrat der Entfernung abnehmen, keine statisch stabilen Anordnungen geben. Es verbleibt bei den Steifigkeiten für alle Raumrichtungen immer mindestens eine instabile Richtung.

Deshalb kann eine Passivlagerung entweder nur axial *oder* radial verwirklicht werden. Größere Steifigkeiten bei kleinem Bauraum können bei Axiallagern erreicht werden. Für rotierende Systeme empfehlen sich repulsiv angeordnete Magnete mit rotations-symmetrischem Magnetfeld.

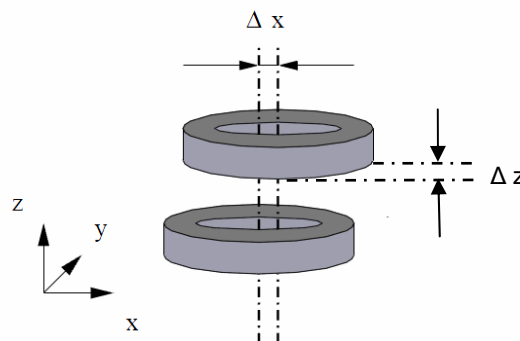


Abbildung 6-19: Verschiebung in Richtung der x-Achse

Bei einer Verschiebung  $\Delta z$  nach Abbildung 6-19 in axialer Richtung kann sich aufgrund der Rotationssymmetrie nur die Axialkraft ändern. Bei einer Verschiebung  $\Delta x$  in radialer Richtung entsteht nach Lang [Lan03] eine Kraft quer zur Bewegungsrichtung und kein Moment in Bewegungsrichtung. Somit könnte die Lagerung auch dazu benutzt werden, die Wellenposition in einer Gleitlagerung zu unterstützen.

#### 6.6.4 Wälzlagerung

Anders als bei hydrodynamischen Lagerungen, bietet sich die Wälzlagerung für die vorliegende Anwendung durch weitaus weniger Probleme beim Drehrichtungswechsel an. Durch das Abrollen der Wälzkörper spielen Fest- und Mischkörperreibung beim Anfahren eine geringe Rolle. Nachteile sind allerdings der größere Bauraum und erhöhte Massenträgheiten der Wälzkörper im beschleunigten Betrieb. Für einen reibungsreduzierten Betrieb kommt nur die offene Lagerform in Frage. Je nach Transmitterfluid des VADs laufen die Wälzkörper dann in einer mehr oder weniger korrosiven Umgebung mit Mangelschmierung. Je kleiner der Radius der Kreisbahn ist, auf dem die Wälzkörper umlaufen, desto kleiner die erreichten Umlaufgeschwindigkeiten und auftretenden Beschleunigungen und damit die zu Verschleiß führende mechanische Belastung. Deshalb sollte die Lagerung soweit miniaturisiert werden, wie Lagerbelastung und Wellendurchmesser dies zulassen. Außerdem empfehlen sich Hybridlagerausführungen mit Wälzkörpern aus Siliziumnitrid  $\text{Si}_3\text{N}_4$ , die in der Luft- und Raumfahrt schon seit vielen Jahren standardmäßig eingesetzt werden. Die Lagergebrauchsdauer von Hybrid-Rillenkugellagern übersteigt bei Mangelschmierung aufgrund günstiger tribologischer Eigenschaften der Materialpaarung Keramik zu Stahl die Lebensdauer von Lagern mit Wälzlagerstahl 100Cr6 um ein Vielfaches. Auf Grund der geringeren Kugelmasse sind höhere Anfahr- und Bremsbeschleunigungen zulässig und die Empfindlichkeit gegenüber Schlupf ist deutlich geringer. Für Lagerinnenringe und -ausseringe stehen für höhere Lebensdauer bei Betrieb in korrosiver Umgebung neben Spezialbeschichtungen eine Reihe korrosionsbeständiger Werkstoffe zur Verfügung. Hauptsächlich werden die Stähle X90CrMoV18 (Werkstoff-Nr. 1.4112), X105CrMoV18 (1.4125) und X46Cr13 (1.4034) verwendet.

#### 6.6.5 Möglichkeiten und Realisierungsstrategie

Um eine langlebige Lagerung zu realisieren, sollten mehrere der genannten Lagerprinzipien miteinander kombiniert werden. Eine hydrodynamische Gleitlagerung benötigt für den Drehrichtungswechsel zumindest eine kurzzeitige hydrostatische Unterstützung. Für die auftretenden axialen Kräfte besteht die Möglichkeit, das Gleitlager platzsparend mit einer Permanentmagnetlagerung zu kombinieren.

Grundsätzlich empfehlenswert ist jedoch ein dem Entwicklungsstand der integrierten Antriebseinheit angepasstes Lagerkonzept. Für einen ersten Prototyp ist es deshalb sinnvoll, das Hauptaugenmerk der Antriebsentwicklung zunächst auf die Pumpenkonstruktion zu legen und die Lagerung zur Erhöhung der Lebensdauer vorerst mit Hybrid-Rillenkugellagern zu verwirklichen.

## 6.7 Hydraulikfluid

Für das Hydraulikfluid gelten die unter Kapitel 6.1 genannten Anforderungen. Das Hydraulikfluid drückt in der Pumpkammer des VADs auf den künstlichen Ventrikel. Das Humanblut wird nur durch die dünne PU-Schicht des Ventrikels vom Hydraulikfluid getrennt. Deshalb muss zur Einhaltung der Volumen- und Altersbeständigkeit berücksichtigt werden, dass die Fluide auch über längere Zeitspannen nicht durch die Membran diffundieren dürfen. Dafür ist vor allem die Permeabilität der Membran und ein ausgeglichenes osmotisches Gleichgewicht der Fluide ausschlaggebend. Ein zu Blut weitgehend isoosmotisches Fluid stellt eine isotonische Kochsalzlösung mit 0,9 Massenprozent Natriumchlorid dar. Sie ist die weltweit am häufigsten verwendete kristalloide Infusionslösung. Allerdings sind die Schmiereigenschaften von Wasser aufgrund der niedrigen Viskosität sehr gering und die korrosive Wirkung des Salzanteils für die Pumpenmechanik problematisch. Deshalb sollten alternative Fluide in Betracht gezogen werden, die in der Medizin als Blutplasmaersatzstoff dienen. Ein Beispiel ist die aus Wachsmais- oder Kartoffelstärke hergestellte Hydroxyethylstärke (HES). Des Weiteren werden beispielsweise Gelatine oder Dextrane als kolloidale Volumenersatzstoffe eingesetzt. Allerdings ist deren Einsatz als Bestandteil des Hydraulikfluids durch umfangreiche Langzeitversuche zu verifizieren. Denn die fluidischen Eigenschaften können sich verändern, wenn Makromoleküle im Fluid durch die Scherbelastung am Pumpenrotor verkleinert werden. Außerdem müsste durch Konservierungsstoffe sichergestellt werden, dass die Inhaltsstoffe des Hydraulikfluids nicht Bakterien oder Hefen als Reservestoffe dienen.

Eine weitere Möglichkeit bieten die ebenfalls in der Medizintechnik verwendeten Silikonöle. Sie weisen jedoch eine geringe Oberflächenspannung auf und zeigen deshalb stark ausgeprägte Diffusionseigenschaften. Aus diesem Grund sind sie erst ab einer Mindestviskosität von 100 cSt pharmazeutisch zugelassen [Von09]. Silikonöle niedriger Viskosität finden als leicht flüchtige Bestandteile in Kosmetika Verwendung. Trotz dieses Nachteils, soll zunächst versucht werden niederviskose Silikonöle zu verwenden, da für den Pumpenantrieb gilt, dass mit zunehmender Viskosität des Hydrauliköls die Kavitationsgefahr ansteigt. Vorteilhaft ist, dass sich Silikonöle bereits im Einsatz als Hydraulikflüssigkeit bewährt haben. Sie neigen nicht zum Verharzen, sind hydrophob, langzeitbeständig, schmierend und haben keinerlei korrosive Wirkung. Die vorher genannten Alternativen sollten dennoch berücksichtigt und durch Versuche erprobt werden, da die Volumenbeständigkeit der verwendbaren Silikonöle weiterhin ein Problem darstellt.

## **7 Entwicklung und Aufbau eines Versuchsstandes zur Optimierung des Rollenzellenantriebs**

Die Betriebsbedingungen des Hydro-Antriebs befinden sich im vorliegenden Anwendungsfall im Randbereich der bisher in technischer Literatur beschriebenen Erfahrungen. Der Arbeitspunkt hydraulischer Maschinen befindet sich im industriellen Einsatz meist bei konstanter Drehzahl und wesentlich höherem Verhältnis von Druck zu Volumenstrom. Um den Rollenzellenantrieb möglichst optimal an die Anforderungen des ventrikulären Pumpprinzips des VADs anzupassen, sollen praktische Tests mittels eines Versuchsstands theoretische Überlegungen bestätigen und darüber hinaus Erkenntnisse über grundlegende Zusammenhänge im beschleunigten Betrieb mit variablen Geschwindigkeitsprofilen bringen.

### **7.1 Anforderungen an den Versuchsstand**

Da die Versuchsergebnisse die grundlegende geometrische Dimensionierung der Pumpenbauteile festlegen sollen, ist es sinnvoll, mit einem möglichst universell einsetzbaren Versuchsstand möglichst viele Parameter des Rollenzellenantriebs zu erfassen. Die im Test gewonnenen Erkenntnisse führen oft dazu, dass neue Variationen getestet werden müssen. Zukünftige Varianten sollen ebenfalls möglichst kompatibel zum übrigen Baugruppenaufbau sein.

#### **Adaptiver Baugruppenaufbau**

Zu den wichtigsten Anforderungen zählt deshalb ein adaptiver Baugruppenaufbau, der es möglich macht, Rotoren unterschiedlicher Geometrie und Abmessung möglichst vielseitig einsetzen zu können. Dafür muss konzeptionell berücksichtigt werden, dass die zu verschiedenen Rotoren passenden Rotorgehäuse ebenfalls austauschbar sein müssen. Zusätzlich sollen verschiedene Elektroantriebe an den Pumpenprüfstand adaptierbar sein.

#### **Justierbare Exzentrizität**

Zwar bestimmt die Exzentrizität des Rotors das Fördervolumen des Antriebs, jedoch erfordern Fertigungstoleranzen und Nachgiebigkeiten der Bauteile ein gewisses Mindestmaß an radialer Spalttoleranz zwischen Rotor und Stator. Die Auswirkung der radialen Spalthöhe auf die Förderleistung ist im Versuchsstand durch eine variabel ein-

stellbare Exzentrizität zu gewährleisten. Sie soll für sämtliche Rotoren verschiedenen Durchmessers stufenlos einstellbar sein.

### **Einstellbare axiale Spalthöhe**

Die axialen Spalte sind vor allem für den Wirkungsgrad der Pumpe und die Bewegungsfreiheit der Zylinderrollen von Bedeutung. Um ein geeignetes axiales Spaltmaß für die entsprechenden Rotoren im Versuch erproben zu können, müssen die axialen Spalte zwischen Rotor und Gehäuse stufenlos justierbar sein.

### **Spielfreie Lagerung**

Um eine möglichst genaue Messung zu gewährleisten, muss die Messungenauigkeit, die durch den Versuchsstand vorgegeben wird, möglichst gering gehalten werden. Dazu ist eine Lagerung zu wählen, welche möglichst wenig spielbehaftet den Rotor im Gehäuse lagert. Die sich ergebenden Lagertoleranzen müssen eindeutig messbar sein.

### **Messbarkeit des Bewegungsverhaltens der Zylinderrollen**

Zur Messung der Relativgeschwindigkeit zwischen Rollen- und Rotorbewegung ist ein geeignetes Konzept zu wählen. Eine weitere gewünschte Forderung an den Versuchsstand stellt die Beobachtbarkeit des dynamischen Verhaltens verschiedener Kombinationen von Zylinderrollen und Rotoren dar.

### **Untersuchung der Strömungsverhältnisse**

Weiterhin wäre es vorteilhaft, wenn am Versuchsstand die Ausbildung von Hauptströmungsrichtungen sowie Sekundärströmungseinflüssen untersucht werden könnten. Somit ist zu prüfen, ob man den Versuchsstand ohne größeren finanziellen Aufwand für eine visuelle Untersuchung der Strömungsverhältnisse optisch einsehbar gestalten kann.

### **Genauigkeit der Messung**

Die Messgenauigkeit für die Spaltmessung soll möglichst im Bereich von 0,01 mm liegen. Es ist zu erwägen, inwiefern dies technisch und finanziell realisierbar ist. Die erreichte Genauigkeit des Versuchsstands, bedingt durch Konzeption und technische Realisierung, muss durch Messung bestimmt werden können. Für Tests im beschleunigten Betrieb mit vorgegebenen Geschwindigkeitsverläufen, sind alle Massenträgheiten möglichst gering zu halten, die durch den Versuchsstandsaufbau neben der Trägheit des Rotors und der Zylinderrollen entstehen. Sekundäre Reibungseinflüsse sind konzeptionell gemäß technischer Machbarkeit zu minimieren.



### Kostengerechte Konstruktion

Die Konzeption des Versuchsstandes ist so zu wählen, dass eine ausgewogene Relation zwischen sinnvoller Messgenauigkeit und Kosten für die zu fertigenden Bauteile gegeben ist. Für alle Fertigungs- sowie Zukaufteile sind Angebote von mindestens drei verschiedenen Herstellern anzufordern.

## 7.2 Technische Machbarkeit, Recherche zu Bauteilkomponenten

### 7.2.1 Lagerungen

Da die Lagergenauigkeit zur Auslegung der Rotorspalte möglichst hoch sein muss, kann im Versuchsstand die Lageranzahl erhöht und damit die Rotorwelle überbestimmt gelagert werden. Die Lageranzahl und die Lagerabstände können variiert werden und dadurch die Nachgiebigkeit verschiedener Lageranordnungen ermittelt werden. Dies ist insbesondere deshalb wichtig, da Hybrid-Rillenkugellager gegenüber herkömmlichen Lagern meist ein höheres Lagerspiel besitzen.

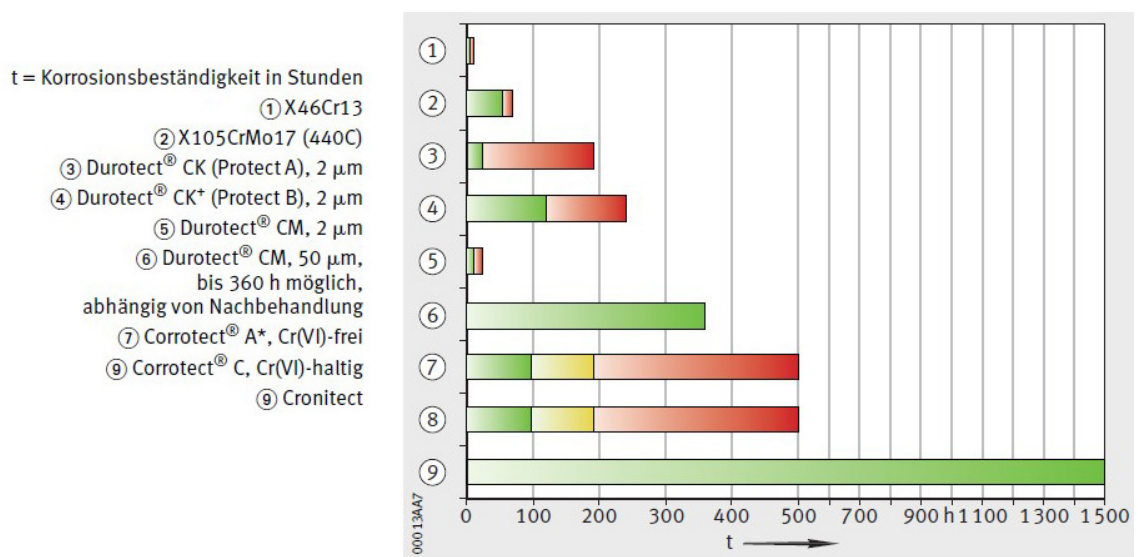


Abbildung 7-1: Korrosionsbeständigkeit: Vergleich zwischen Nirostählen, Beschichtungen und *Cronitect*® [Fag09]

Neben den in Kapitel 6.6.4 genannten korrosionsbeständigen Werkstoffen für die Laggerringe, ist seitens der *Schaeffler Gruppe Industrie (INA/FAG)* ein neu entwickelter stickstofflegierter, martensitischer HNS-Stahl (High Nitrogen Steel) *Cronitect*® erhält-

lich. *Cronitect*® besitzt aufgrund seiner speziellen Vergütung und Oberflächenbehandlung eine sehr hohe Korrosionsbeständigkeit gegenüber wässrigen Medien und stark verdünnten Laugen oder Salzlösungen.

Zur Beurteilung der Korrosionsbeständigkeit werden Stähle und Beschichtungen einem Salzprühtest nach DIN EN ISO 9227 unterzogen. Die Ergebnisse zeigen deutlich die extreme Beständigkeit von *Cronitect* gegenüber klassischen Niro-Stählen und Beschichtungen [Fag09]. Derartige Hybridlager waren als Musterteile seitens der *Schaeffler KG* nur in der Lagergröße DIN 608 verfügbar [DB04, Anhang D].



Abbildung 7-2: Vergleich zwischen Cronitect (1) und 440C-Stahl (2) nach 500h Salzprühtest [Fag09]

### 7.2.2 Wellenabdichtung

Für die Durchführung von Messreihen, welche die Auswirkungen verschiedener Reibungskräfte der Pumpe erfassen, muss die Reibung der Pumpenumgebung möglichst gering gehalten werden. Neben Reibungswiderständen in den Wellenlagerungen betrifft dies vor allem die Dichtstelle, an der die rotierende Pumpenwelle gegenüber ihrer Umgebung abgedichtet wird. Grundsätzlich gibt es für Silikonöle geringer Viskosität und Fluide auf Wasserbasis als abzudichtende Medien für den bidirektionalen, oszillierenden Pumpenbetrieb nur wenige Wellendichtkonzepte, welche eine geringere Reibung aufweisen als herkömmliche Elastomer-Wellendichtringe. Als prinzipielle Möglichkeiten kommen spezialbeschichtete Radialwellendichtringe und Radiallappendichtungen aus PTFE-Compounds in Frage.

#### Radialwellendichtringe

Nach Industriestandard dimensionierte Radialwellendichtringe (RWDR) besitzen eine Spiralzugfeder, welche etwa die Hälfte der radialen Anpresskraft der scharfen Elastomerdichtkante an die Wellenauflfläche erzeugt. Die andere Hälfte wird durch die radiale Aufweitung bei der Montage des Elastomerrings aus Nitril-Butadien-Rubber (NBR) bewirkt. Die Spiralzugfeder stellt die Anpresskraft auch nach eingetretenem Dichtkanten-

verschleiß sicher. Im Versuchsstand ist die Betriebsdauer jedoch unkritisch und die auftretenden Drücke sehr niedrig. RWDR ohne Feder sind reibungsärmer und die hydrodynamische Dichtwirkung kann bis mindestens 0,1 MPa Druck ausreichend erzeugt werden. Sie entsteht durch verschiedene Geschwindigkeitsgradienten in den beidseitigen Schmierkeilen zur Dichtkante hin. Zu deren Erzeugung muss der Winkel  $\alpha$  auf der „Stirnseite“ (Ölseite) deutlich größer sein als der Winkel  $\beta$  auf der „Bodenseite“ (Luftseite) [Nau03].

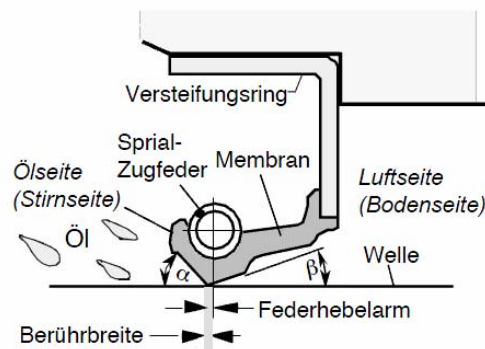


Abbildung 7-3: Unterschiedliche Winkel an der Dichtkante eines RWDR [Nau03]

Bei rotierender Welle findet durch die unterschiedlichen Gradienten ständig Fluidtransport zur „Stirnseite“ hin statt. Dieser zur fluidbeaufschlagten Seite hin wirkende Dichtvorgang ist unabhängig von der Drehrichtung der Welle. Allerdings weist NBR beispielsweise nur in Verbindung mit Mineralölen hinreichend geringe Reibungszahlen auf. Wird stattdessen eine isotonische Kochsalzlösung verwendet, führt dies zu einem immensen Anstieg der Reibungszahl. Die verwendeten Elastomere müssen deshalb unbedingt mit speziellen Beschichtungen auf PTFE-Basis versehen sein.

### PTFE-Lippendichtungen

In der Lebensmitteltechnik werden zur reibungsarmen Wellenabdichtung seit Jahrzehnten PTFE-Lippendichtungen erfolgreich verwendet. Reines Polytetrafluorethylen (PTFE) besitzt kaum einen größeren Haftreibungs- als einen Gleitreibungskoeffizienten, verschleißt allerdings sehr stark bei dynamischen Anwendungen und neigt zu Kaltfluss oder „Kriechen“ unter Druckbelastung. Diese Schwächen werden durch Beimengung verschiedener Korrekture in das PTFE-Pulver ausgeglichen. [Cav02] Typische Füllstoffe dieser verwendeten PTFE-Compounds sind Glasfasern, Kohlegraphit und Molybdänsulfid. Anders als bei Elastomer-RWDR wird keine Radialfeder als Vorspannelement benötigt. Die radiale Anpresskraft wird über die Werkstoffeigenschaften der

Compounds oder über die Formgebung erzielt. Durch die größere Auflagebreite der Lippe ist im Bereich höherer Drehzahlen die Wärmestromdichte kleiner und somit der Verschleiß geringer.

### Auswahl und Begründung

Aus Kosten- und Liefergründen kamen für den Versuchsstand aus einer größeren Palette ähnlicher Lippendichtringe verschiedener Anbieter zwei interessante Produkte in die engere Auswahl. Die *Varilip PDR*® Dichtungen der Firma *Busak & Shamban* besitzen durch die geringere radiale Vorspannung des speziellen *Turcon*® - Werkstoffs sehr geringe Reibungszahlen. [DB01, Anhang D] Die radiale Vorspannung entsteht durch einen „Memory-Effect“. Das heißt eine *Turcon*® - Komponente strebt nach der Wiederherstellung des Profils, welches sie im Sinterzyklus bei ihrer Herstellung hatte. [Bus04]

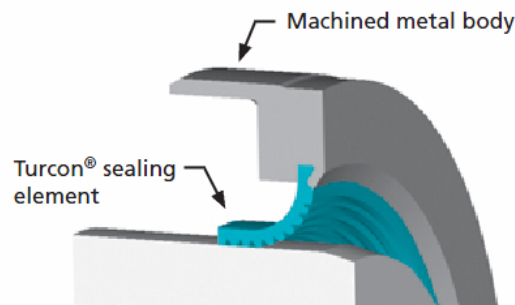


Abbildung 7-4: Lippendichtung Turcon Varilip PDR® [Bus04]

Eine gute Alternative ist der *Radiamatic HTS II*® mit einer von der Firma *Freudenberg Process Seals* neu entwickelten Dichtlippengeometrie, welche die Lippenvorspannung gegenüber herkömmlichen Wellendichtringen deutlich reduziert [Lie05]. Durch den weit nach hinten gezogenen Lippenbogen kann die Lippe statisch mit einem Fluidruck bis 0,6MPa beaufschlagt werden. [DB02, Anhang D]

Des Weiteren steht seitens der Firma *A-T-D Dichtungstechnik GmbH* ein PTFE-beschichteter RWDR als Muster zur Verfügung, der seine radiale Spannkraft ohne Radialfeder allein durch seinen Elastomerring erzeugt. Die Fließeigenschaften der PTFE-Schicht werden durch die Nachstellkraft des Elastomers kompensiert.

Für eine weitere Testreihe, bei der die Lagerreibung bei verschiedenen Fluiden gemessen werden soll, sind selbst die genannten Dichtungskonzepte zu reibungsintensiv. Alternativ ist es deshalb möglich, die Wellendichtung zwischen Pumpengehäuse und Lagergehäuse zu entfernen und das Wellenende bei einem Durchmesser von 5 mm mit einem Miniatur-RWDR von *SKF* abzudichten. [DB03, Anhang D] Für den Fall, dass der Reibungswiderstand trotz der sehr geringen Umfangsgeschwindigkeit am Miniaturdichtring für die Messungen dennoch zu groß ausfällt, empfiehlt sich aus einem span-

bar zu bearbeitenden PTFE-Halbzeug einen angepassten Dichtring mit akzeptabler Leckage zu fertigen.

### 7.3 Funktionelle Konzeption und Variantenkonstruktion

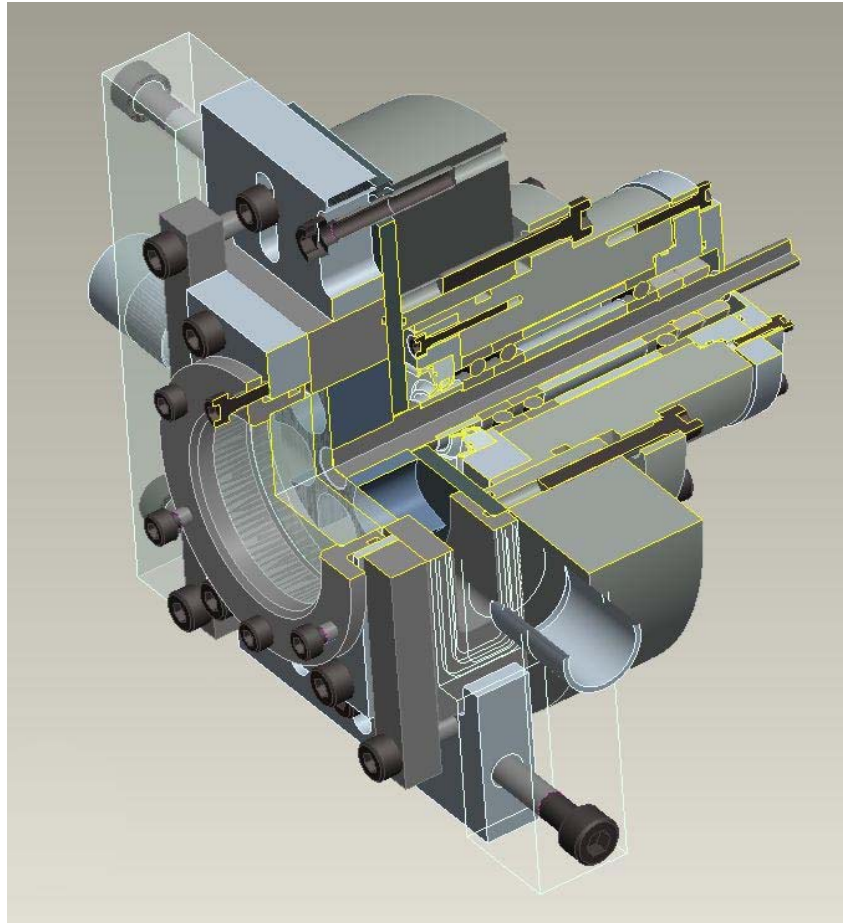


Abbildung 7-5: Pumpeneinheit in 3D - Schnittdarstellung

Der Versuchsstand setzt elementar bei der Messung der Volumenströme für verschiedene Rotordurchmesser der herkömmlichen Rollenzellenpumpe an. Durch weitere Funktionen, wie die Austauschbarkeit des Rotors und Stators, kann auch getestet werden, ob die theoretischen Überlegungen nach Kapitel 6.3.3 in die Praxis umgesetzt werden können.

#### 7.3.1 Konzeptionelle Ausführung nach Funktion

Der Versuchsstand wurde gemäß den gelisteten Anforderungen in Kapitel 7.1 ausgeführt. Nach Abbildung 7-6 ist von einer Seite ein Glaseinsatz (1) angebracht, der die beweglichen Teile der Pumpe optisch zugänglich macht. Der Glaseinsatz (grün) kann über Stellschrauben axial bewegt werden, wodurch sich die Breite des Spalts zwischen

Rotor und Glas ändert. Aus diesem Grund ist auf der anderen Seite die Lagerung als so genannte „fliegende Lagerung“ ausgeführt.

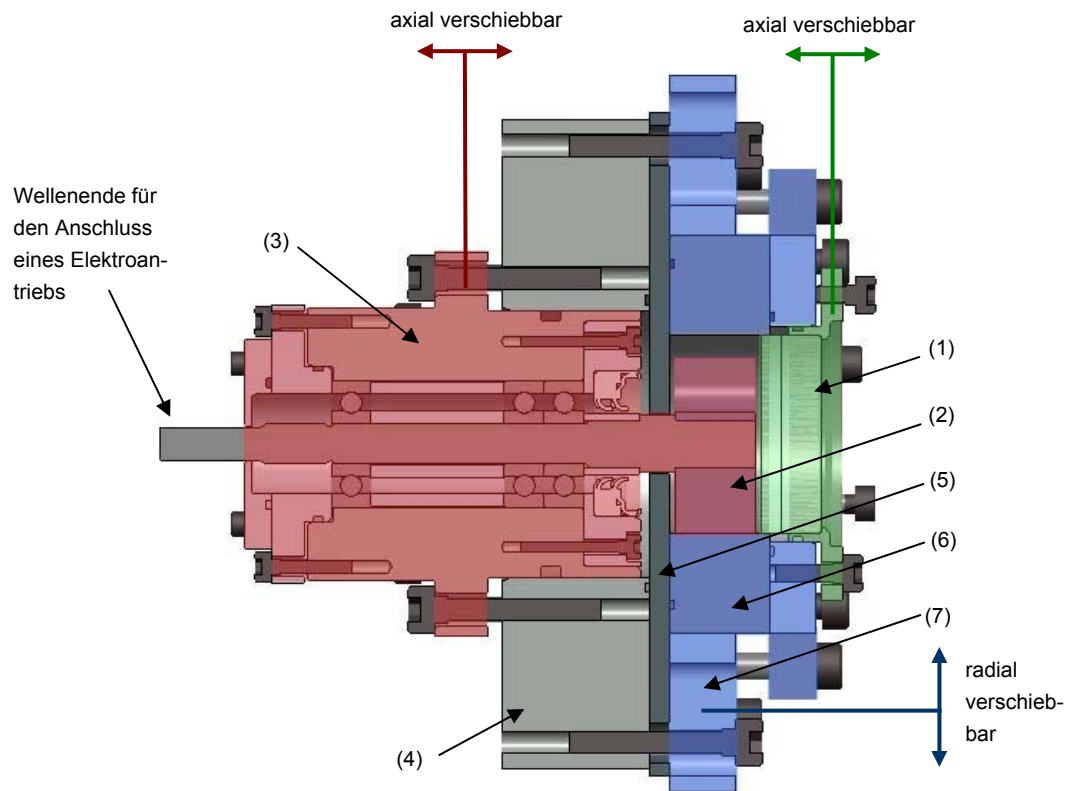


Abbildung 7-6: Querschnitt durch die Pumpeneinheit

(1) Glaseinsatz; (2) Rotor; (3) Lagerbaugruppe; (4) Sockel; (5) rechteckige Anlaufplatte; (6) Stator; (7) Schuhe mit Langlochbohrungen

Über die Stellschrauben wird die gesamte Lagerbaugruppe (3; rot) gegenüber dem Sockel (4) axial bewegt und fixiert. Der beidseitige axiale Spalt zwischen Rotor (2) und den Laufflächen im Gehäuse kann somit variabel für den Versuch eingestellt werden.

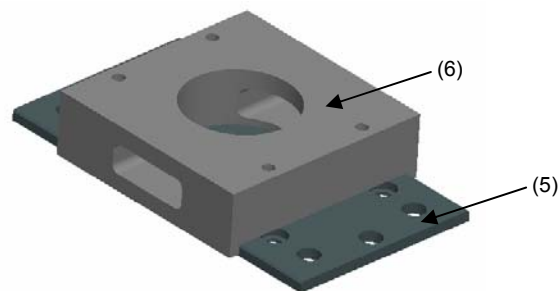


Abbildung 7-7: rechteckige Anlaufplatte (5) mit Führungsfunktion für den Stator (6)



Zwischen Sockel (4) und Rotor (2) dient eine plan geschliffene rechteckige Anlaufplatte (5) als axiale Lauffläche für die Sperrkörper. Die Kanten der Platte sind gleichzeitig lineare Führungsschienen für den Stator (6). Es kann also die Exzentrizität des Rotors gegenüber der Statorbohrung verändert werden (siehe Abbildung 7-8). Radial fixiert wird das Gehäuse über die oben und unten umklammernden Schuhe mit Langlochbohrungen (7). Konstruktive Details sind unter Kapitel 7.4. näher beschrieben.

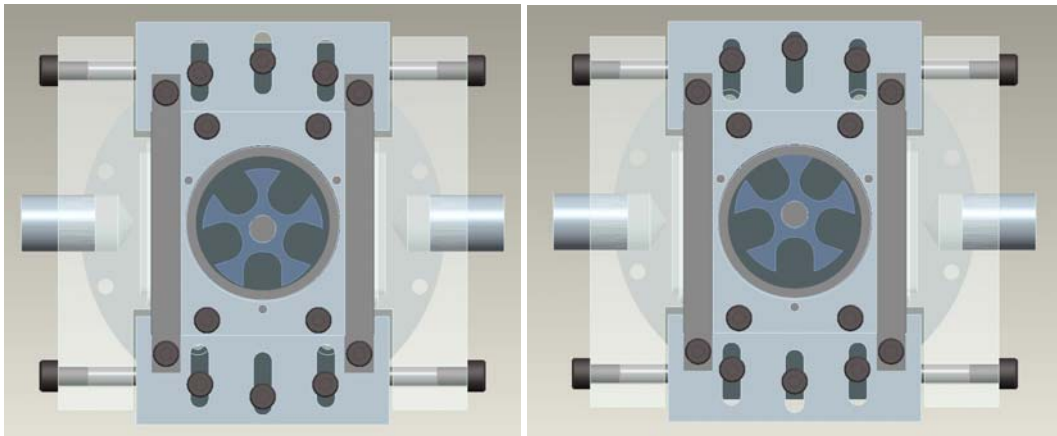


Abbildung 7-8: Verstellbarkeit der Exzentrizität des Rotors

### 7.3.2 Variantenkonstruktion und Versuchsplanung

Für die nötigen Versuchsreihen wurden die funktionellen Eigenschaften des Versuchsstands nach Kapitel 7.3.1 mit der Möglichkeit vereint, sämtliche Komponenten austauschbar und miteinander kombinierbar zu machen. Um die vielen Bauteile möglichst kostengünstig fertigen zu können, wurden die verschiedenen Komponenten zu Teilefamilien im CAD zusammengefasst. Beispielsweise wurde das Lagergehäuse so ausgelegt, dass auch bei variierenden Lagergrößen die Geometrie bis auf den Bohrungsdurchmesser unverändert bleiben kann. Dies hat den Vorteil, dass das CNC-Maschinenprogramm für eine Dreh- oder Fräsmaschine seinen Aufbau beibehalten kann. Lediglich der Wert für den Bohrungsdurchmesser wird geändert. Dies spart enorm Rüstzeit für die Maschine und damit Bauteilkosten.

Da der Versuchsstand auch mit isotonischer Kochsalzlösung betrieben werden soll, wird als Werkstoff für die meisten Bauteile korrosionsbeständiger Stahl (Material-Nr. 1.4301 od. 1.4305) verwendet.

#### Rotorvarianten

Grundsätzlich gibt es bei den Rotoren derzeit vier verschiedene Varianten A, B, C und C-HSC, die sich in der geometrischen Ausführung ihrer Führungstaschen unterschei-

den (siehe Abbildung 7-9). Anhang B zeigt den derzeitigen Stand ausgeführter Rotorvarianten.

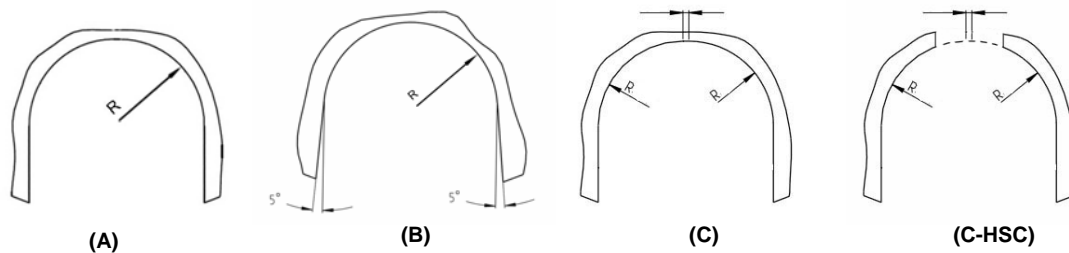


Abbildung 7-9: Verschiedene Bauformen der Führungstaschen im Rotor

Form: (A) Tasche mit Radius R; (B) Tasche mit Radius R und schrägen Führungskanten; (C) Tasche mit Radiusverkleinerung; (C-HSC) Taschengeometrie von (C) und zusätzlicher Aussparung für HSC

### Statorvarianten

Die Statoren sind so ausgelegt, dass bei maximaler Exzentrizität die Sperrkörper zwischen Einlass- und Auslasskontur jeweils ein Teilvolumen dicht absperren. Die Kontaktlinien zwischen den Rollen und dem Stator dürfen deshalb nicht im Auslassbereich liegen. In Abbildung 7-10 ist immer exemplarisch nur eine Zylinderrolle dargestellt. In den Mittelebenen der Rolle liegen die Kontaktlinien zum Rotor und zum Stator. Da sich die Auslassgeometrie künftig noch ändern wird, sind derart ausgelegte Statoren mit dem Nachsetzzeichen „a“ versehen. Anhang B zeigt den derzeitigen Stand bereits gefertigter Statorvarianten.

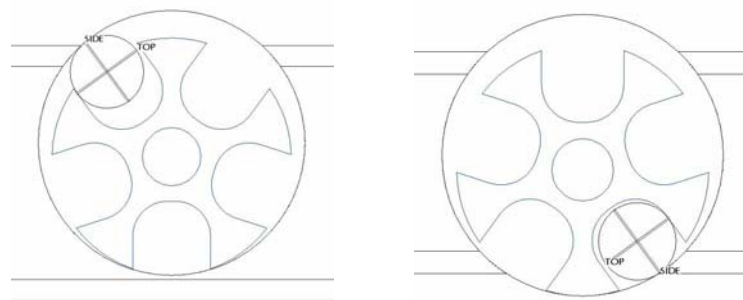


Abbildung 7-10: Schrittweise Festlegung der Auslassgeometrie im Stator

### 7.3.2.1 Versuchsreihe 1: Volumenstrommessung

In einer ersten Versuchsreihe sollen die Pumpenkennlinien der Rollenzellenpumpe für drei verschiedene Rotorgrößen der Baureihe „5cell-C“ ermittelt werden. Alle Rotoren besitzen eine gleiche, an die VAD-Einbauverhältnisse angepasste Länge von 12 mm. Die Zusammenstellung der Komponenten für die Versuchsreihe 1 sind in nachfolgender Tabelle 7-1 dargestellt.



Der Volumenstrom kann für konstante Drehzahl sowie für den bidirektionalen Betrieb mit Geschwindigkeitsprofil ermittelt werden. Aus den Volumenstromdaten und den Energieverbräuchen soll die optimale Rotorgröße für einen Prototyp gewählt werden können, der ins VAD-Gehäuse integriert wird. Zusätzlich kann die Förderleistung bei verschiedenen Spaltabständen bestimmt werden. Ein Anstieg der Reibungskraft kann als erhöhte Stromaufnahme am Elektroantrieb gemessen werden. Abschließend kommt für den beschleunigten Pumpenbetrieb ein massereduzierter Rotor (Modell 32C) aus POM zum Einsatz. Damit kann die Leistungsdifferenz am Antrieb gemessen werden, welche aus der Beschleunigung von Massenträgheiten des Rotors resultiert.

Welle - Rotor		Statoreinsatz	Glaseinsatz		
Welle	Rotor	Stator	Glas - Adapter	Plexiglas	Borofloat-Glas
shaft 7x12x626	C32	insert casing 36a	adapter iglass 36	glass blank 35,8x8	36x3,3
	C27	insert casing 30a	adapter iglass 30	glass blank 30x6	30x3,0
shaft 5,5x12x626	C22	insert casing 25a		glass blank 30x6	25x3,3

Tabelle 7-1: Variantenkombination für Versuchsreihe 1

Für die nach Tabelle 7-1 verwendeten Komponenten werden Zylinderrollen aus Edelstahl gewählt. Bewegt sich eine Rolle in ihrer Tasche im Rotor, strömt das Hydraulikfluid durch den Spalt  $s$  (siehe dazu auch Abbildung 7-11). Da der Spalt den Strömungswiderstand definiert, der auf die Rolle wirkt, sind die drei Rollendurchmesser so festgelegt, dass sich ein konstantes Verhältnis von Spalt zu Zylinderrollendurchmesser ergibt. Damit soll erreicht werden, dass der Strömungswiderstand für die translatorische Bewegung der Rollen immer gleich groß ist.

Stator	Rotor 5cell	$e_{\max}$	$\varnothing D_T$	$\varnothing D_{ZR}$	$s$	$s/D_{ZR}$
25a	C22	1,3	7,3	6,9	0,4	0,06
30a	C27	1,5	8,7	8,2	0,5	0,06
36a	C32	1,9	10,4	9,8	0,6	0,06

Tabelle 7-2: Verwendete Zylinderrollen für jeweilige Konfiguration aus Tabelle 7-1

Es bedeuten (gemäß Zeichnungen, Anhang B):  $e_{\max}$ : maximale Exzentrizität;  $D_T$ : Durchmesser Tasche im Rotor;  $D_{ZR}$ : Außendurchmesser Zylinderrolle;  $s$ : Spalt zwischen Zylinderrolle und Führungstasche; alle Werte in [mm]

### 7.3.2.2 Versuchsreihe 2: Einfluss des Spaltes zwischen Rolle und Rotor

Für die weitere Optimierung der Rollenzellenpumpe muss man den Einfluss des Spaltes zwischen Zylinderrolle und ihrer Führungstasche im Rotor kennen (siehe hierzu auch Abbildung 6-8). Zwar kann die Zentrifugalkraft auf die Rollen rechnerisch einfach

ermittelt werden, jedoch ist die Rückstellkraft aufgrund des Strömungswiderstands im Spalt schwer zu bestimmen, da sie von der Drehzahl des Rotors und der Viskosität des Fluids abhängt. In Versuchsreihe 2 sollen deshalb Zylinderrollen eingesetzt werden, die zwar die gleiche Masse, jedoch unterschiedliche Durchmesser besitzen. Dazu werden Zylinderrollen aus Edelstahlbuchsen hergestellt, in deren Bohrung ein Zylinder aus POM gepresst wird. Die jeweiligen Spalte  $s$  variieren nach Tabelle 7-3 von 0,1 – 0,9 mm.

Rotor	$\varnothing D_T$	$\varnothing D_{ZR}$	$\varnothing d_{ZR}$	$s$	$m_{zyl}$	$m_{ring}$	$m_{ges}$
C27	8,7	7,8	5,3	0,9	0,4	2,4	2,8
C27	8,7	8,2	6	0,5	0,5	2,3	2,8
C27	8,7	8,4	6,3	0,3	0,5	2,3	2,8
C27	8,7	8,5	6,5	0,2	0,6	2,2	2,8
C27	8,7	8,6	6,6	0,1	0,6	2,2	2,8

Tabelle 7-3: Rollen mit gleichem Durchmesser und unterschiedlicher Rollenmasse

Es bedeuten:  $D_T$ : Durchmesser Tasche im Rotor;  $D_{ZR}$ : Außendurchmesser Zylinderrolle;  $d_{ZR}$ : Durchmesser des eingepressten POM-Zylinders;  $s$ : Spalt zw. Tasche und Zyl-Rolle;  $m_{zyl}$ : Masse des POM-Zylinders;  $m_{ring}$ : Masse des Edelstahlrings;  $m_{ges}$ : Gesamtmasse einer Zylinderrolle; alle Werte in [g, mm], berechnet für  $\rho(\text{Stahl})=7,85 \text{ g/cm}^3$  und  $\rho(\text{POM})=1,4 \text{ g/cm}^3$

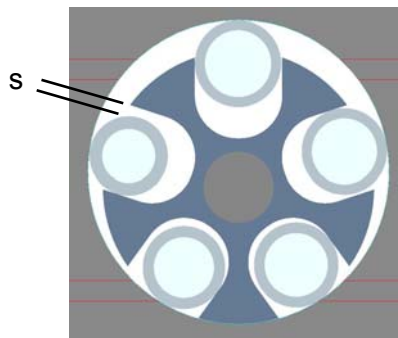


Abbildung 7-11: Rotor C27 mit Zylinderrollen gleicher Masse nach Tabelle 7-3

### 7.3.2.3 Versuchsreihe 3: Untersuchung der Strömungsverhältnisse

Da der Fluidtransport durch die Verdrängung der einzelnen Teilvolumina zwischen den Sperrkörpern erfolgt, entsteht eine Pulsation, welche sich einlass- wie auch auslassseitig auf die Strömung auswirkt. Die Konturen des Ein- und Auslasses im VAD-Gehäuse (Kapitel 5.3) sollen der Fluidströmung angepasst werden um die Strömungsverluste zu minimieren. Dazu müssen in einem ersten Schritt die herrschenden Strömungsverhältnisse optisch beurteilt werden.

Zur Sichtbarmachung der Scherspannungen im Fluid wird entweder ein Vanadium-Pentoxid-Sol auf Wasserbasis ( $V_2O_5$ -Lösung) oder mit Graphitpulver versetztes Silikonöl verwendet. Entscheidend für die Auswahl des Fluids sind dessen Viskosität und

die qualitativen Anforderungen an die Ergebnisse. Fluide mit höherer Viskosität „tragen“ die Graphitpartikel gut und können somit eine adäquate optische Aussage über den Strömungsverlauf liefern. Bei geringerer Viskosität fällt das Graphit jedoch sehr schnell als Niederschlag aus dem Fluid, weshalb in diesem Fall eine  $V_2O_5$ -Lösung die bessere Wahl ist. Auf Grund der hohen Toxizität von  $V_2O_5$  soll zunächst Silikonöl zum Einsatz kommen.

Für einen Versuch mit  $V_2O_5$ -Lösung ist außerdem eine starke Lichtquelle als Hintergrundbeleuchtung nötig. Zwar bedeutet dies einen zusätzlichen konstruktiven Aufwand, jedoch sind qualitativ hochwertigere Ergebnisse zu erwarten. Bevor das Licht durch das Fluid tritt, wird es durch einen Polarisationsfilter (Polarisator) geleitet. Das Licht durchflutet das Fluid und geht anschließend durch weiteren Polarisator (Analysator). Wird der Analysator in der Betrachtungsebene zum Polarisator im Winkel verdreht, werden die Scherspannungen im Fluid sichtbar. Das Messkonzept beruht dabei auf dem Grundprinzip, dass ein geeignetes Fluid seine Polarisation in Abhängigkeit von den lokal wirkenden Scherspannungen ändert. Erhöht sich der Geschwindigkeitsgradient, erhöhen sich auch die örtlichen Scherspannungen im Fluid und die Lichtbrechung verstärkt sich. Stellen mit unterschiedlicher Spannungsverteilung weisen dann unterschiedliche Schattierungen auf. Für eine detaillierte Beschreibung dieses Messprinzips sei auf weiterführende Literatur verwiesen. [Lie87, Sch07] Bei Versuchen mit  $V_2O_5$ -Lösung ist außerdem zu berücksichtigen, dass das Fluid nicht mit Metallen in Berührung kommen darf. Bauteile, die aus Stahl gefertigt werden müssen, sind für diese Anwendung zu lackieren.

Bei der Verwendung von Graphitpulver im Fluid wird dagegen die Geschwindigkeit der einzelnen Partikel sichtbar. Durch die silbrige Reflektion der Partikel können außerdem Wirbelbildungen wahrgenommen werden. Der Versuchsaufbau ist einfacher, da eine stirnseitige, nicht polarisierte Lichtquelle genügt.

Wird die Visualisierung mit einer High-Speed-Kamera gefilmt und in Zeitlupe wiedergegeben, werden sehr schnell ablaufende Fluktuationen im Fluid für das menschliche Auge sichtbar. Außerdem kann durch High-Speed-Aufnahmen beobachtet werden, wie sich die Rollen relativ zum Rotor bewegen. Deshalb soll mit diesem Versuchsaufbau zusätzlich das HSC-Funktionsprinzip getestet werden.

Welle - Rotor		Statoreinsatz
Welle	Rotor	
shaft 7x12x608-P	C32	insert casing 36P + Borofloatglas 36x3,3 geklebt
shaft 7x12x608-HSC	C32-HSC	

Tabelle 7-4: Variantenkombination für Versuchsreihe3

Der konstruktive Aufbau mit Lichtquelle und transparenten Bauteilen ist in Kapitel 7.4.2 detailliert beschrieben. In Tabelle 7-4 sind die zusammengehörigen Bauteile für Versuchsreihe 3 gelistet. Für die Versuchsreihe mit dem Rotor 32C-HSC kommen Zylinderrollen der Größe  $\varnothing 9,8$  mm aus PTFE statt Edelstahl zum Einsatz.

## 7.4 Montagegerechte Konstruktion

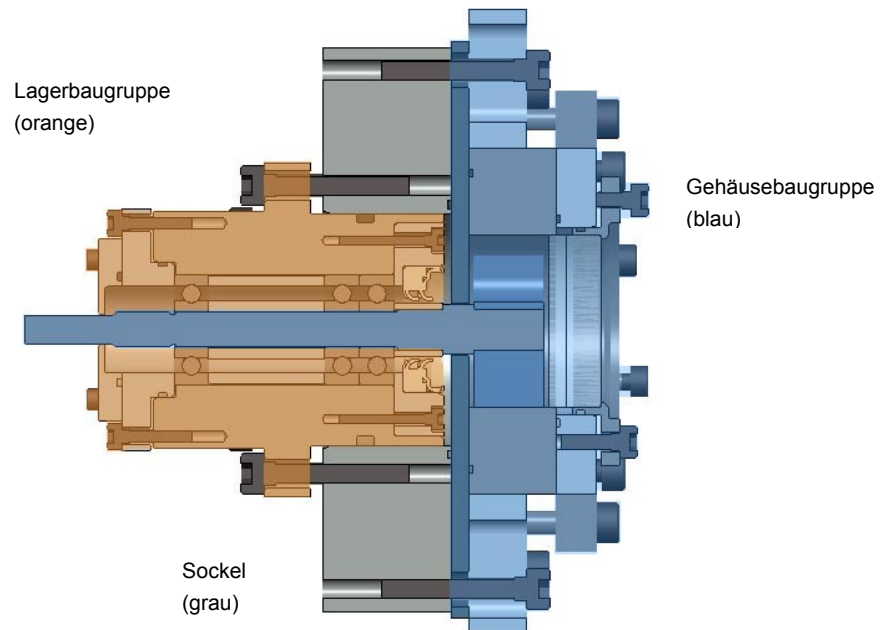


Abbildung 7-12: Einteilung in Baugruppen

In der im Folgenden dargelegten Konstruktionsbeschreibung werden nur die wichtigsten konstruktiven Elemente berücksichtigt. Die Anhänge B und C beinhalten die Einzelteilzeichnungen für alle relevanten Komponenten.

### 7.4.1 Lagerbaugruppe

Die Lagerbaugruppe (siehe Abbildung 7-13) ist im Sockel (4) axial einstellbar gelagert. Er verschiebt durch seine Masse zum einen mögliche Eigenfrequenzen in niedrigere Frequenzbereiche, zum anderen kann er zur Vermessung der Laufgenauigkeit des Rotors (2) solide auf ein Prisma aufgespannt werden. Die Lageraußenringe werden über den Spanndeckel (10) und das Dichtringgehäuse (9) axial kraftschlüssig im Lagergehäuse (8) verspannt. Im Selbigen ist die Passung für die Lager als schwerer Schiebesitz ausgeführt. Die Rotorwelle (16) soll in die Lagerinnenringe per Hand geschoben werden können, gleichzeitig soll jedoch möglichst wenig radiales Spiel zwischen Rotor und Welle auftreten.

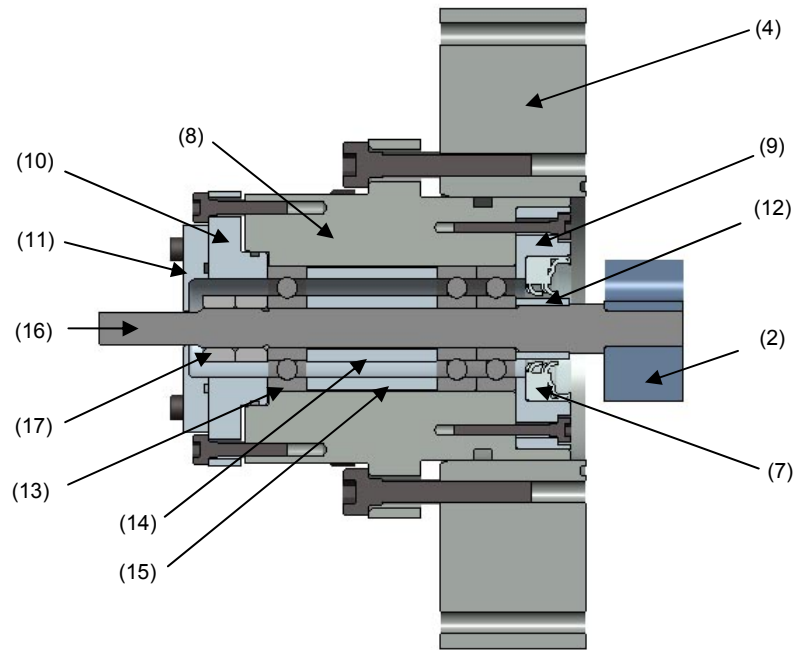


Abbildung 7-13: Querschnitt durch die Lagerbaugruppe 626x3

Lagerbaugruppe dargestellt mit Sockel und Rotor-Welle-Variante; Bauteile: (2) Rotor; (4) Sockel; (8) Lagergehäuse; (9) Dichtring-Gehäuse; (10) Spanndeckel für Lagergehäuse; (11) Verschlussdeckel; (12) Lauftring; (13) Lager; (14) Abstandshalter am Lagerinnenring; (15) Abstandshalter am Lageraußenring; (16) Welle; (17) Mutter; (18) RWDR

Der wellenseitige Lagersitz muss deshalb so exakt wie möglich gefertigt sein. Die Fertigungstoleranz ist dabei folgendermaßen ausgelegt: Befindet sich der Wellendurchmesser im unteren Abmaßbereich (Toleranzminimum), ist eine einwandfreie Montage der Kugellager gewährleistet. Befindet sich der gemessene Wellendurchmesser im oberen Abmaßbereich (Toleranzmaximum), muss die Welle geschliffen und ihr Durchmesser um maximal 15 µm reduziert werden. Trotz genau angepasster Wellendurchmesser kann es passieren, dass sich der Lagerinnenring bei der Demontage auf der Welle verkantet und sich nicht mehr von Hand verschieben lässt. Da Miniaturkugellager, insbesondere Hybridlager, auf Stöße sehr empfindlich reagieren ist eine Zuhilfenahme eines Schlagwerkzeugs dringlichst zu vermeiden. Um ein Verkanten der Innenringe zu verhindern wird deshalb ein Abstandshalter (14) aus Polyethylen (PE) montiert, der etwa 0,03 mm - 0,05 mm länger sein sollte als der Abstandshalter zwischen den Außenringen (15). Aufgrund des geringen Elastizitätsmoduls des PEs wird beim Spannen der Lager (13) mit der Mutter (17) der Innenring (14) solange gestaucht bis der steifere Außenring (15) greift. Danach werden mit zunehmendem Anziehen der Mutter die Lager axial verspannt. Beim erneuten Lösen der Mutter stützt der Abstands-

halter (14) die Lagerinnenringe und verhindert so deren Verkanten auf der Welle. Wegen des vorgesehenen bidirektionalen Betriebs der Pumpe wird die Mutter zur Verdrehsicherung mit einer zweiten gekontert. Zwischen den rotorseitigen Lagern und dem Wellenanschlag befindet sich ein austauschbarer Laufring (12) für den *Varilip PDR®* Lippendichtring (18). Der Innendurchmesser der Dichtlippe im ausgebauten Zustand wurde mit  $\varnothing 8,7$  mm gemessen. Die Dichtlippe ist vom Hersteller für einen Wellendurchmesser von 10 mm konzipiert. Im Versuchsstand kann ein reduzierter Durchmesser (9,0 mm - 9,5 mm) des Laufrings erprobt werden, der bei geringer Reibung gerade noch abdichtet. Der Laufring wird auf die Welle geklebt (*Elastosil®* -Silikonklebstoff), kann jedoch unter geringem Kraftaufwand mit einer Montagehilfe (22) wieder gelöst werden. Die Montagehilfe besteht aus zwei Hälften, die jeweils auf einer Seite einen Anschlag aufweisen. Wird der Laufring von beiden Hälften in einer Spannvorrichtung festgehalten, kann er von der Welle abgezogen werden.

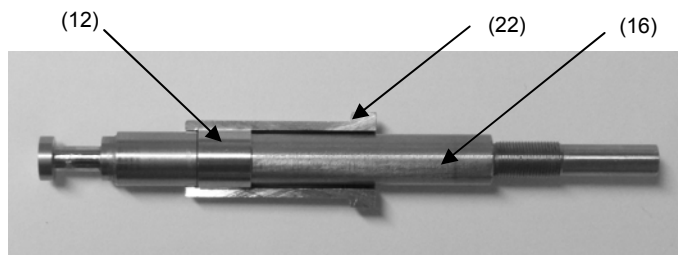


Abbildung 7-14: Positionierung der Montagehilfe zum Abziehen des Laufrings

Bauteile: (12) Laufring; (16) Welle; (22) eine Hälfte der Montagehilfe

Für eine verbesserte Dichtheit bei reduziertem Laufringdurchmesser wird eine doppellippige Ausführung des *Varilip PDR®* eingesetzt. Das Gehäuse des Wellendichtrings (9) ist ebenfalls demontierbar. Somit können alternative Dichtringe anderer Bauart (nach Kapitel 7.2.2) verwendet werden, ohne dass das Lagergehäuse (8) verändert werden muss. Am rückseitigen Lagerdeckel (10) ist ein zusätzlicher Verschlussdeckel (11) verschraubt, der das Lagergehäuse verschließt. Er ermöglicht den Austausch des Lagerfluids, ohne dass der Lagersitz gelockert wird. Zusätzlich bietet dies den Vorteil, dass der Sitz des Lagerdeckels (10) im Gehäuse nicht passgenau ausgeführt werden muss um die Konzentrität der Bohrung im Deckel (11) mit dem Wellenende zu gewährleisten. Ein leicht exzentrischer Sitz des Lagerdeckels (10) kann über das Spiel der Durchgangslöcher für die Verschraubungen ausgeglichen werden. Der zusätzliche Verschlussdeckel (11) kann so unabhängig von Montage und Fertigungstoleranzen an den zentrischen Lauf der Welle angeglichen werden. Darüber hinaus ist es auch denkbar, dass ein Miniaturdichtring in einen neu anzupassenden Deckel (11) integriert wird, der auf dem Wellenende mit  $\varnothing 5$  mm sitzt. Die Dichtung zwischen Rotor und Lagerein-

heit würde folglich wegfallen, wie unter Kapitel 7.2.2 beschrieben. Diese Vorgehensweise gestattet die Messung des Lagerwiderstandes bei unterschiedlichen Viskositäten des Fluids. Das Lagergehäuse (8) ist in zwei Varianten ausgeführt, die sich nur in den Bohrungen für die Lagergrößen DIN 626 und DIN 608 unterscheiden. Um die Winkelverlagerung der Welle durch das Lagerspiel zu minimieren, werden die Lager mit axial großem Abstand montiert. Zusätzlich ist es möglich rotorseitig eine höhere Steifigkeit zu erzeugen, indem wahlweise drei Kugellager verbaut werden. Dies ist insbesondere für längere Abstände zwischen Rotor und Lager bedeutsam, wie dies bei Versuchsreihe 3 der Fall ist (siehe nachfolgendes Kapitel 7.4.2).

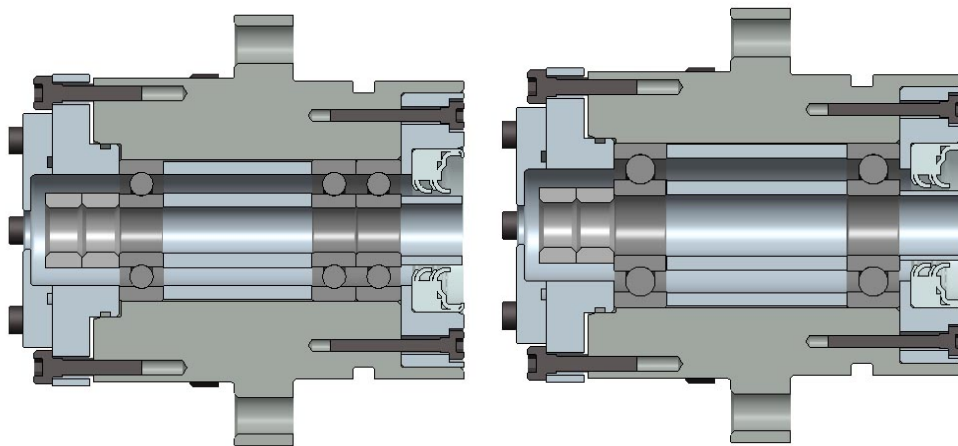


Abbildung 7-15: Lagerbaugruppen 626x3 (links) und 608x2 (rechts)

Zusätzlich vorteilhaft ist eine überbestimmte Lagerung für die Verwendung der Cronitect-Hybridlager, da bei diesen Lagern wegen der reduzierten Kugelanzahl das Lagerspiel [DB04, Anhang D] größer ist, als bei der Standard-Lagerreihe DIN 608. Darüber hinaus ist es möglich die Lagerabstände zu variieren und die sich jeweils ergebende Toleranz an den Rotorflanken zu messen. Die Messergebnisse können dazu verwendet werden, die Lagertoleranzen bezüglich der Einbausituation im VAD zu prognostizieren. Folgende Übersicht zeigt die vier möglichen Kombinationen der Komponenten:

Lagerbau- gruppe	Lagergehäuse	Lager	Lager- anzahl	Abstandshal- ter: spacer inner ring	Abstandshal- ter: spacer outer ring
626	case for bearing 626	DIN626	2	626x2	626x2
			3	626x3	626x3
608	case for bearing 608	DIN608 oder DIN608 Hybrid	2	608x2	608x2
			3	608x3	608x3

Tabelle 7-5: Variantenkombinationen für Lagerbaugruppe 626 und 608  
nicht aufgeführt: Laufringvarianten (12), siehe Anhang B

## 7.4.2 Gehäusebaugruppe

### Gestaltung der Gehäusebaugruppe

Im rechten Teil der Abbildung 7-16 ist eine Rotor-Stator-Variante samt Anschlussbauteilen zu sehen. Im linken Teil sind nur die Anschlussbauteile dargestellt, die für alle einsetzbaren Statorvarianten gleichermaßen verwendet werden können. Der jeweilige Stator (6) ist so gestaltet, dass er gegenüber der rechteckigen Anlaufplatte (5) verschoben werden kann (siehe dazu auch Abbildung 7-7).

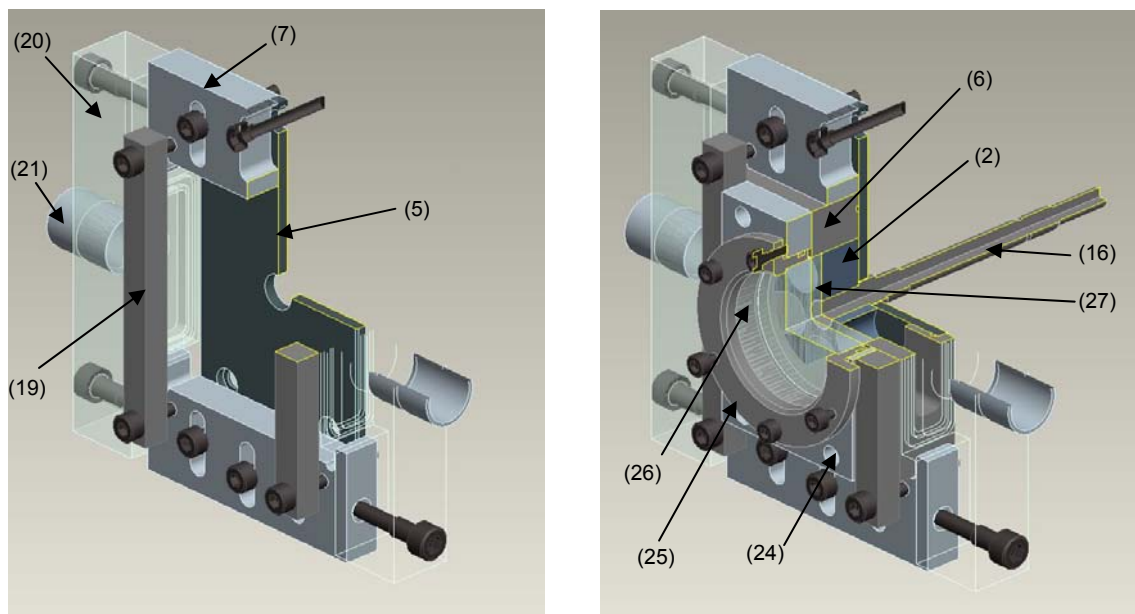


Abbildung 7-16: Schnittdarstellung der Gehäusebaugruppe

(2) Rotor; (5) rechteckige Anlaufplatte; (6) Stator; (7) Befestigungsschuhe mit Langlöchern; (16) Welle; (19) Balken; (20) Adapter und (21) Hülse für Schlauchanschlüsse; (24) Statordeckel; (25) Adapter für Glasscheibe; (26) Plexiglasronde; (27) Glasscheibe (Borofloat)

Ist die gewünschte Exzentrizität eingestellt, verschraubt man beide, den Stator (6) umklammernde Schuhe (7) und fixiert ihn damit radial. Die axiale Fixierung des Stators (6) erfolgt durch zwei Balken (19), die über ihn gelegt werden. Zieht man die vier Schrauben an, wird der Stator axial an die rechteckige Anlaufplatte (5) gedrückt. Ändert sich zukünftig die axiale Dimension des Aufbaus, muss nur die Schraubenlänge angepasst werden. Seitlich an die Schuhe (7) werden Adapter (20) aus Plexiglas angeschlossen, welche den rechteckigen Auslass des Stators in eine Bohrung für den Schlauchanschluss überführen. Die nötige Kontur kann man durch spanende Bearbeitung des Plexiglas-Frästeils erreichen (siehe dazu auch Abbildung 7-20).



Abbildung 7-16 rechts zeigt eine eingesetzte Rotor-Stator-Variante mit passendem Glaseinsatz. Da die Zylinderrollen am Schauglas entlang schleifen, wird eine Scheibe aus kratzfestem Borofloat-Glas (27) der Firma *Zell Quarzglas* verwendet (DB05, Anhang D). Sie wird mit transparentem *Elastosil*®-Silikonklebstoff an eine Plexiglasronde (26) geklebt, die wiederum in einen Adapter (25) geklebt wird. Über die Verschraubung des Adapters ist der gesamte Glaseinsatz axial einstellbar.

Da die Gläser nicht genau coaxial zueinander verklebt werden können, kann der geringe radiale Versatz durch Verschieben des Statordeckels (24) ausgeglichen werden. Dazu werden die Verschraubungen am Selbigen gelockert. Während nun der Glaseinsatz eingeführt wird, kann man den Statordeckel radial leicht bewegen bis eine Position erreicht wird, in welcher der Glaseinsatz leichtgängig bis zum Anschlag an den Rotor (2) eingeschoben werden kann. Die Glasscheibe (27) ist danach zentrisch in der Statorbohrung (6) und der Adapter (25) zentrisch im Statordeckel positioniert. Letzterer sitzt dann um den geringfügigen radialen Versatz der Verklebung exzentrisch zur Statorbohrung. Nach dem Anziehen der Schrauben muss sich der Glaseinsatz per Hand leicht verschieben lassen. Für den Stator mit 25 mm Bohrung kann zum zentrischen Verkleben eine Montagehilfe (28) verwendet werden (Abbildung 7-19).



Abbildung 7-17: Montagehilfe zum zentrischen verkleben der Borofloat-Glasscheiben (26) Plexiglasronde; (27) Glasscheibe (Borofloat); (28) Montagehilfe für Glasscheibe Ø 25 mm

### Dimensionierung der Presspassung zwischen Rotor und Welle



Abbildung 7-18: Zentrierung für die Rotormontage

Die kraftschlüssige Verbindung zwischen Rotor und Welle ist als Pressverband ausgeführt. Vorteilhaft für die Montage hat sich ein konisch angeschliffener Wellensitz erwiesen. Den Rotor sollte man demnach zu 2/3 per Hand auf die Welle schieben können

(Abbildung 7-18). Dadurch zentriert sich vor dem Verpressen der Rotor auf der Welle. Für eine Einheitsbohrung  $\varnothing 7 \text{ mm H7}$  im Rotor, sollte der Konus auf ein Abmaß von  $+10 - 15 \text{ }\mu\text{m}$  bis  $+20 - 25 \text{ }\mu\text{m}$  geschliffen werden. Das vollständige Aufschieben des Rotors bis zum Wellenanschlag erfolgt dann per Hebelpresse. Als Montagehilfen beim Pressen dienen die Lagerbaugruppe des Versuchsstands und ein Stahlrohr, welches den Sockel trägt (Abbildung 7-19). Die Lagerbaugruppe wird nun im Sockel versenkt, bis das Wellenende auf dem Presstisch aufliegt. Beim Pressen wird die Kraft vom Rotor über die Welle in den Tisch übertragen. Die Lagerbaugruppe stützt die Welle radial und verhindert somit deren Ausknicken. Der Pressvorgang muss ohne wesentlichen Kraftaufwand am Hebel durchführbar sein.

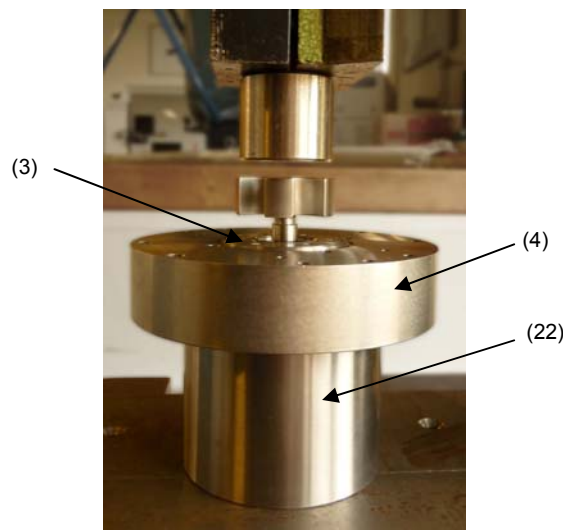


Abbildung 7-19: Montagehilfe zum Pressen der Rotoren  
(3) Lagerbaugruppe; (4) Sockel; (22) Montagehilfe zum Pressen des Rotors

### Gestaltung der transparenten Gehäusebaugruppe

Für Versuche, welche zusätzlich die Strömungsverhältnisse im Stator sichtbar machen sollen, muss auch der Stator (6) transparent ausgeführt sein. Nachfolgende Abbildung 7-20 zeigt die transparenten Bauteile im Vergleich. Wird anstelle des Edelstahlstators eine transparente Variante aus *Plexiglas*® eingesetzt, verdecken die Balken (19) zur axialen Fixierung und der Adapter (25) für den Glaseinsatz den Sichtbereich des Stators. Deshalb wird die axiale Fixierung (35) des Stators für Versuchsreihe 3 (siehe dazu Kapitel 7.3.2) vorteilhafter gestaltet. Außerdem muss zur optischen Untersuchung der Strömungsverhältnisse mit einer  $\text{V}_2\text{O}_5$ -Lösung das Fluid durchleuchtet werden.

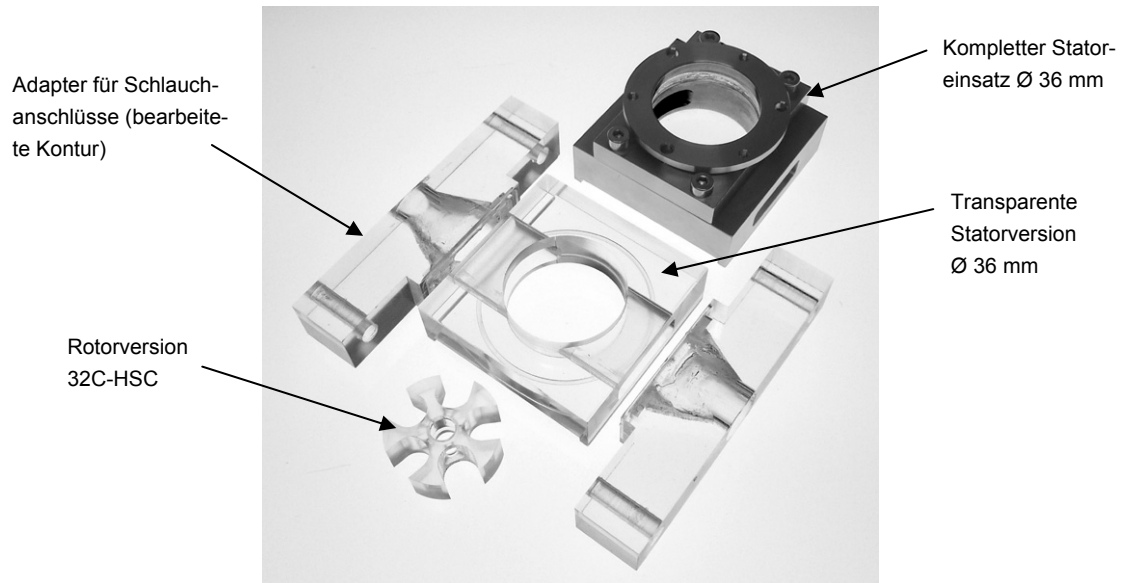


Abbildung 7-20: Transparente Gehäusebauteile im Vergleich

Deshalb wird die rechteckige Anlaufplatte hinter dem Stator durch eine Variante (30) ersetzt, die eine Lichtquelle aus flachen LEDs (34) beinhaltet (Abbildung 7-21).

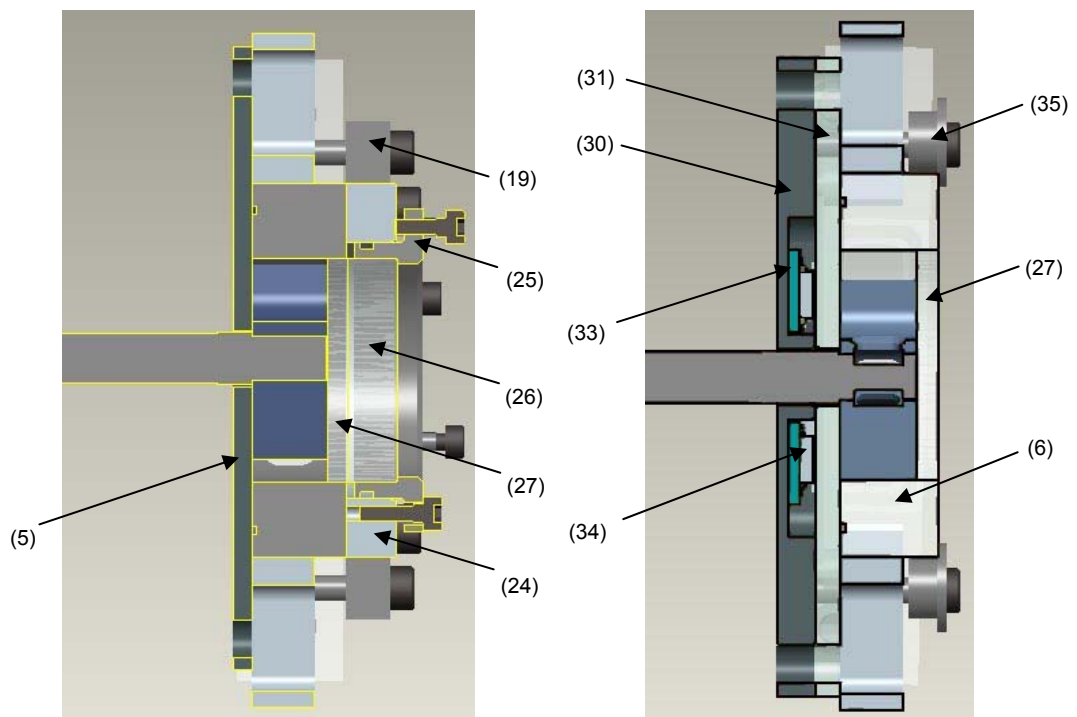


Abbildung 7-21: Gehäusebaugruppen im Vergleich (Schnittdarstellung)

(5) rechteckige Anlaufplatte (Stahl) ; (6) Stator (hier: Plexiglas); (19) Balken zur axialen Statorbefestigung; (24) Statordeckel; (25) Adapter für Glasscheibe; (26) Plexiglasrönde; (27) Glasscheibe (Borofloat); (30) LED-Kühlkörper (Aluminium-Leg); (31) diffuse Anlaufplatte (Makrolon®/PMMA, 40-60%Lichtdurchlässigkeit); (33) Platine; (34) LED; (35) axiale Befestigung für transparenten Stator

Die gewählten LEDs (DB06, Anhang D) der Baureihe *Golden Dragon*® der Firma *Osram Opto Semiconductors GmbH* besitzen eine Bauhöhe von nur 2 mm und werden direkt auf der Vorderseite der Platine (33) aufgelötet (SMD-Bauweise). Dadurch besitzt die bestückte Platine auf ihrer Rückseite ein flaches Design (Platinendesign: DB07, Anhang D) und ermöglicht ein großflächiges Auftragen einer Wärmeleitpaste. Die LEDs besitzen eine zusätzliche Lötstelle zur Wärmeabfuhr an die Platine, welche mit der Platinenrückseite verbunden ist. Von dort kann der Wärmestrom über die Paste in den LED-Kühlkörper (30) geleitet werden. Der Aluminiumkühlkörper gibt die Wärme an den voluminösen Sockel und das Fluid in der Lagerbaugruppe ab (siehe dazu auch Abbildung 7-12). Stirnseitig sind am Kühler diffuse Kunststoffplatten (31) und (32) angebracht, die das Licht der LEDs streuen (siehe dazu auch Abbildung 7-22; seitlich angebrachte Kunststoffplatten (32) in Abbildung 7-21 nicht sichtbar). Dadurch wird ein möglichst homogener Lichteintrag in den Stator (6) erreicht. Im Versuch mit einer  $V_2O_5$ -Lösung wird auf die Platten eine Polarisatorfolie geklebt. Bringt man an der vorderen Sichtfläche des Stators eine weitere Polarisatorfolie (Analysator) an, die zur ersten winkelverdreht ist, werden die Scherspannungen im Fluid sichtbar (siehe Kapitel 7.3.2). Für die optische Zugänglichkeit wird darauf verzichtet den Glaseinsatz axial einstellbar zu gestalten. Die Glasscheibe (27) wird stattdessen mit *Acrylfix*®-Klebstoff im Stator (6) verklebt.

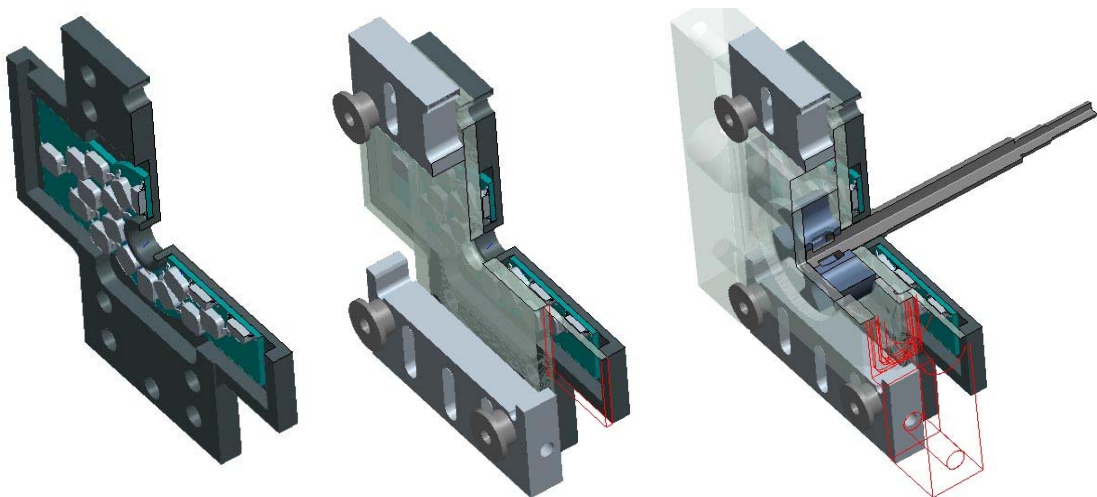


Abbildung 7-22: Transparente Gehäusebaugruppe zur Strömungssichtbarmachung

links: LED-Kühlkörper mit bestückter Platine; Mitte: diffuse Kunststoffplatten zur Homogenisierung des Lichts sowie Bauteile zur axialen und radialen Fixierung des Stators; rechts: komplette Gehäusebaugruppe für Versuchsreihe 3

### 7.4.3 Motoren

Ziel ist es, die Größe des Motors für das integrierte Antriebssystem soweit zu reduzieren, dass der Motortyp *M25* der Firma *RoboDrive* verwendet werden kann. Die Größe des Motors hängt vom maximalen Drehmoment ab, welches hauptsächlich durch die Beschleunigungen der Pumpenträgheiten und durch die Reibungskräfte in der Pumpe entsteht. Da zum jetzigen Zeitpunkt das nötige Drehmoment an der Pumpe noch jenseits der Leistungsfähigkeit der kleinen Motoren liegt, kommt für den Versuchsstand ein größerer Motortyp *M50x14* zum Einsatz. Die Firma *RoboDrive* vertreibt meist nur Rotor-Stator-Sätze ohne standardisiertes Gehäuse. Die Statoren können in individuelle Gehäuse vergossen werden. Deshalb wurde für den Motor ein Versuchsstandsgehäuse konstruiert (Abbildung 7-23). Das linke Wellenende (nach Abbildung 7-23) wird mittels Wellenkupplung mit der Pumpenbaugruppe verbunden. Die genaue Position des Rotors wird im Versuchsstand mit einem Drehgeber der Firma *Heidenhain* ermittelt, der an das andere Wellenende des Motors angeschlossen wird. Angesteuert wird der Antrieb über das *Wisl Evaluation Board* der Firma *Elmo Motion Control* und einer angepassten Software, die von der Firma *RoboDrive* gestellt wird.



Abbildung 7-23: *RoboDrive M50x14*, montiert und vergossen im Gehäuse

Für die Versuchsdurchführung konnte der Antrieb wegen der langen Lieferzeiten im Rahmen dieser Diplomarbeit nicht mehr verwendet werden. Für detaillierte Informationen sei deshalb auf den Anhang verwiesen. Anhang C beinhaltet die Baugruppen- und Einzelteilzeichnungen. Die Datenblätter zu den verwendeten Bauteilen finden sich im Anhang D unter Motorkomponenten.

Stattdessen wurde für die Versuche ein bürstenloser Gleichstrommotor des Typs *FL42BLS01* (DB51, Anhang D) der *Changzhou Fulling Motor Co.* verwendet. Der Motor ist Teil des *ATAVRMC100 Brushless DC Motor Evaluation Kit* der Firma *ATMEL* (DB52, Anhang D).



Abbildung 7-24: *ATMEL* Motor-Kit mit bürstenlosem Gleichstrommotor

Er kann drehzahl geregelt betrieben werden. Das Einspeichern von Geschwindigkeitsprofilen ist im Softwarepaket von *ATMEL* nicht vorgesehen. Somit konnten die Versuche nur bei konstanten Drehzahlen durchgeführt werden. Allerdings reichte dies aus, um mit den Messergebnissen der eingestellten Arbeitspunkte erste Pumpenkennlinien zu erstellen.

## 8 Versuchsdurchführung und Auswertung

Mit der Durchführung der Versuchsreihen, für welche die Variantenteile nach Kapitel 7.3.2 konzipiert wurden, konnte noch begonnen werden. Für die Volumenstrombestimmung bei verschiedenen Rotorgrößen (Versuchsreihe 1) konnten erste Pumpenkennlinien ermittelt werden. Für die Versuche zur optischen Beurteilung der Strömungsverhältnisse (Versuchsreihe 3) wurde graphitversetztes Silikonöl verwendet.

Die handschriftlichen Aufzeichnungen der Messwerte und die daraus erstellte Excel-Kalkulation sind dem Anhang D zu entnehmen. Eine Fehlerrechnung zur Beurteilung der Genauigkeit der Messergebnisse wurde nicht durchgeführt, da die ersten Messergebnisse zunächst nur Richtwerte liefern sollen.

Die Rundlaufgenauigkeit der Rotoren und die Lagerschabtragigkeit wurde vor Versuchsbeginn gemessen. Im Durchschnitt lag die Laufgenauigkeit, gemessen am Außendurchmesser der Rotorflanken, bei  $-0,02\text{ mm}$  bis  $+0,02\text{ mm}$ . Anhang D beinhaltet die detaillierte Auflistung der Messergebnisse.



## 8.1 Versuchsstandsbeschreibung

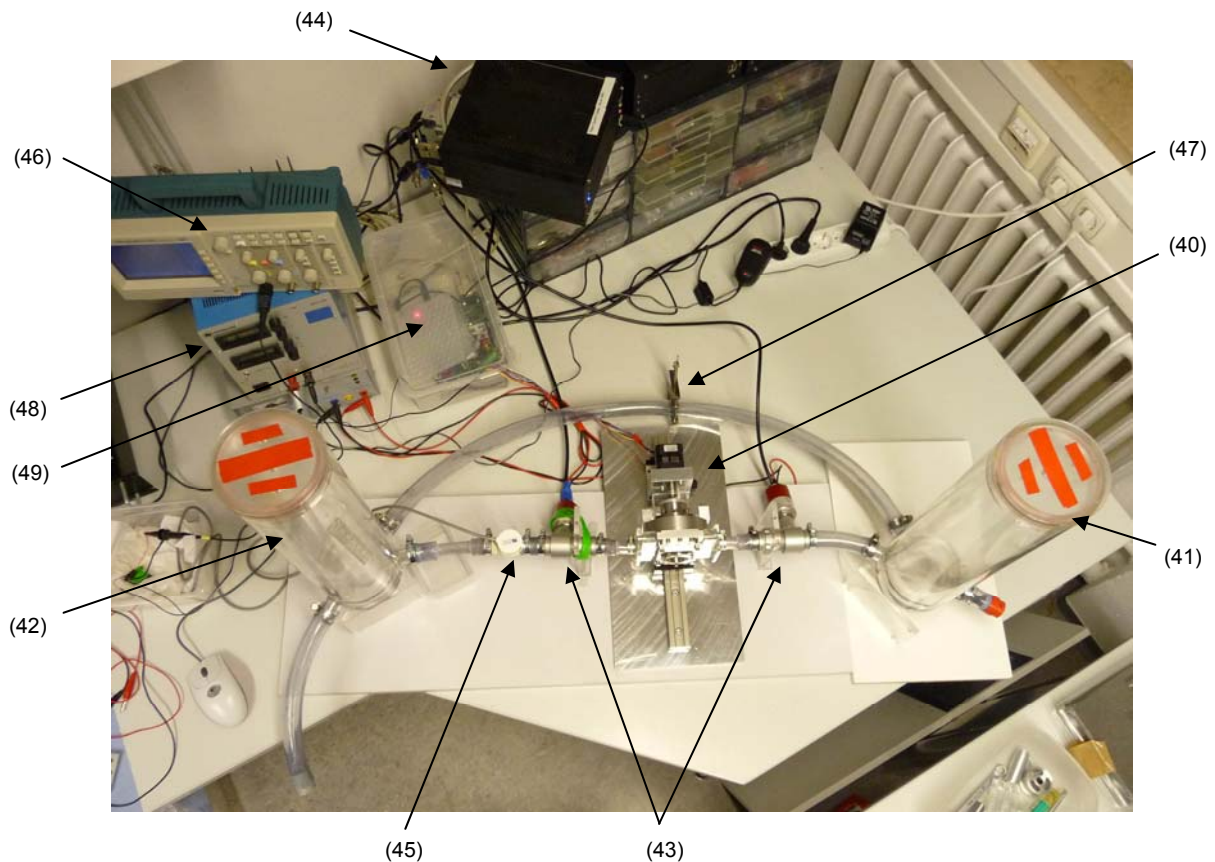


Abbildung 8-1: Versuchsstands Aufbau

Abbildung 8-1 zeigt die Komponenten des Versuchsstandes. Die angetriebene Pumpe (40) pumpt Fluid vom rechten Zylinder (41) in den linken Zylinder (42). Das Fluid durchströmt dabei zwei Drucksensoren (43) von *HUBA Control, Typ 691-1* (DB09, Anhang D), welche den statischen Druck am Einlass sowie am Auslass erfassen. Die Erfassung der Messdaten erfolgt über ein *LABVIEW®*-Programm auf einem Laborrechner (44). Zusätzlich misst ein Flügelrad-Durchflusssensensor (45) des Typs *PVC/2* der *RS-Components GmbH* (DB10, Anhang D) den Volumenstrom. Die Frequenz des Flügelrades kann am Oszilloskop (46) abgelesen werden. Das von der Pumpe in den Zylinder (42) transportierte Fluid wird über eine Schlauchleitung zu Zylinder (41) rückgeführt. Mittels einer Klemme (47) kann der Rückfluss zu Zylinder (41) unterbunden werden. Um beim Einsatz von Silikonöl ein Aufquellen der Schläuche zu vermeiden werden PVC-Schläuche verwendet. Zwei Netzgeräte (48) stellen die Stromversorgung für die Druckmesssensoren (45) und den Pumpenantrieb (40) zur Verfügung. Die Drehzahlregelung übernimmt ein *AVR®-Microcontroller* des *ATMEL Evaluation Bord* (49). Die Software zur Einstellung der Drehzahl läuft ebenfalls auf dem Laborrechner (44). Abbildung 8-2 zeigt die Antriebseinheit. Der Elektroantrieb (siehe Kapitel 7.4.3) und die

Pumpenbaugruppe sind beide auf einer *IGUS DryLin®T* Führungsschiene mit Handklemmung verschiebbar gelagert. Der über eine Wellenkupplung verbundene Motor kann dadurch leicht ausgetauscht werden. Um den Einfluss von Vibrationen, die an der Wellenkupplung entstehen zu reduzieren, werden Metallbalgkupplungen der Firma *GERWAH* (DB08, Anhang D) in langer Ausführung verwendet.

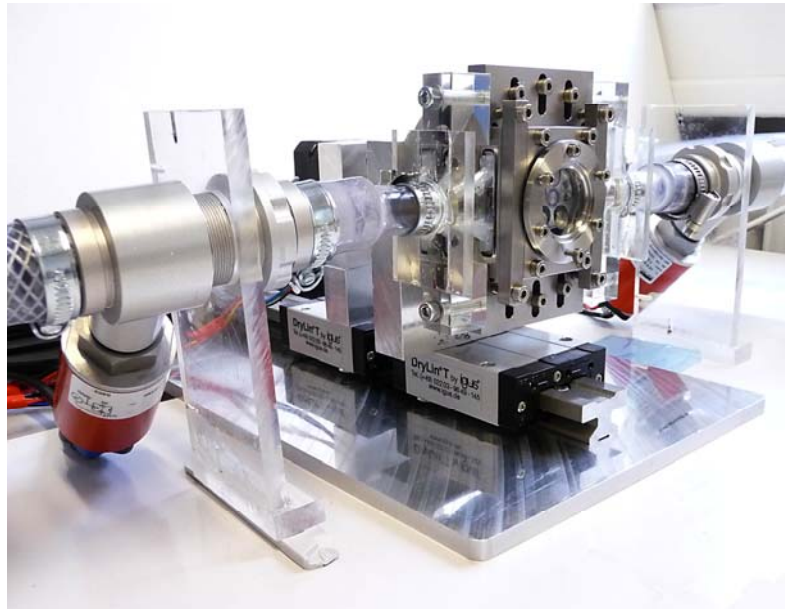


Abbildung 8-2: Der Pumpenantrieb

Die technischen Zeichnungen für die Reiter der Elektroantriebe sind in Anhang B hinterlegt. Dieser beinhaltet ebenfalls die Zeichnung für die Halterung der Pumpenbaugruppe (Pos. 37, Anhang B). Wie in Abbildung 8-2 zu sehen, wurden die Adapter für die Schlauchanschlüsse (Pos. 20, Anhang B) zusätzlich mit Verstärkungsplatten aus PMMA verklebt. Alle im Folgenden beschriebenen Versuche wurden mit *Elbesil Silikonöl B10* mit einer Viskosität von 10 cSt durchgeführt (siehe Datenblätter, Anhang D).

## 8.2 Kalibrierung des Durchfluss-Messensors

Wie aus dem Versuchsstandsaufbau Abbildung 8-1 hervorgeht, wird der Volumenstrom der Pumpe lediglich als Frequenz des Flügelrades gemessen und am Oszilloskop angezeigt. Für die Messung musste also zunächst die Abhängigkeit des Volumenstroms von der gemessenen Frequenz bestimmt werden. Dazu wurde die Schlauchverbindung zwischen beiden Zylindern mit der Klemme unterbrochen. In dieser Konstellation steigt nach dem Einschalten der Pumpe der Pegel im linken Zylinder und damit der Druck am Pumpenauslass. Da es sich bei diesem Pumpenprinzip um eine näherungsweise



druckkonstante Verdrängerpumpe handelt, wurde der Einfluss des Druckanstiegs im linken Zylinder vernachlässigt.

Am Zylinder wurden zwei Markierungen angebracht. Anschließend wurde die Pumpe bei verschiedenen Drehzahlen eingeschaltet und die Zeitspanne des Pegels zwischen den beiden Markierungen mit einer Stoppuhr gemessen. Aus den gemessenen Werten für das Silikonöl *Elbesil B10* ließ sich der Zusammenhang zwischen Flügelradfrequenz und Volumenstrom ermitteln (siehe Diagramm 8-1). Dabei wurde ein linearer Zusammenhang angenommen.

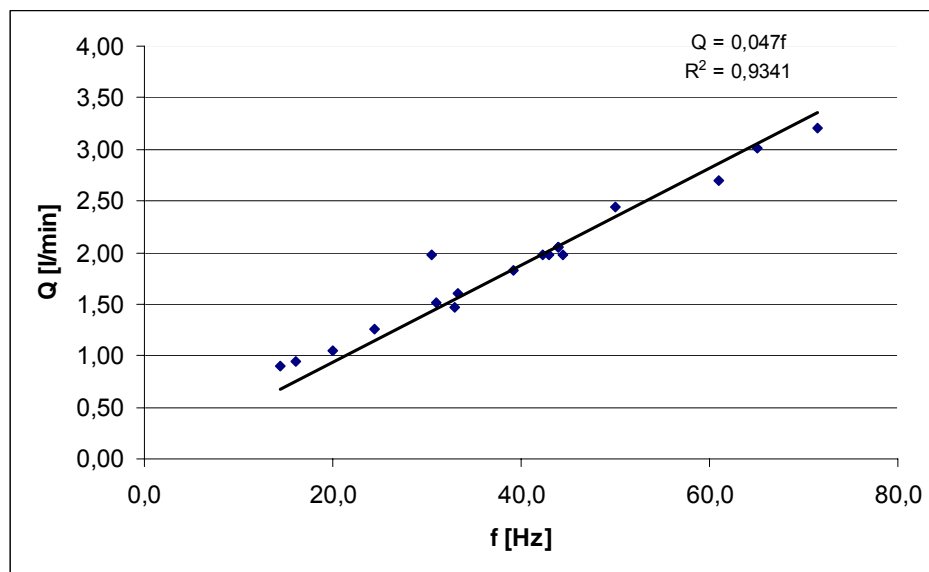


Diagramm 8-1: Kalibrierung des Flügelrad-Durchflusssensors

### 8.3 Volumenstrommessung bei verschiedenen Rotorgrößen

Die Kombination der Variantenbauteile, die für die Versuche zur Volumenstrombestimmung verwendet wurden, ist Kapitel 7.3.2.1 und 7.3.2.3 zu entnehmen. Nachfolgendes Diagramm 8-2 zeigt die ermittelten Ergebnisse. Wie bereits in Kapitel 6.3.3 erwartet, kann bezüglich des HSC-Prinzips bestätigt werden, dass die Rollenzellenpumpe mit HSC-Rotor eine geringere Förderleistung liefert, als mit herkömmlichem Rotor gleicher Baugröße.

Die Versuchsreihe mit dem kleinsten Rotor (C22) konnte innerhalb des größten Drehzahlbereichs durchgeführt werden. Die Problematik bei den beiden größeren Rotorvarianten bestand darin, dass ab einer bestimmten Drehzahl Kavitation auftrat und das Aufnehmen weiterer Messwerte unmöglich machte.

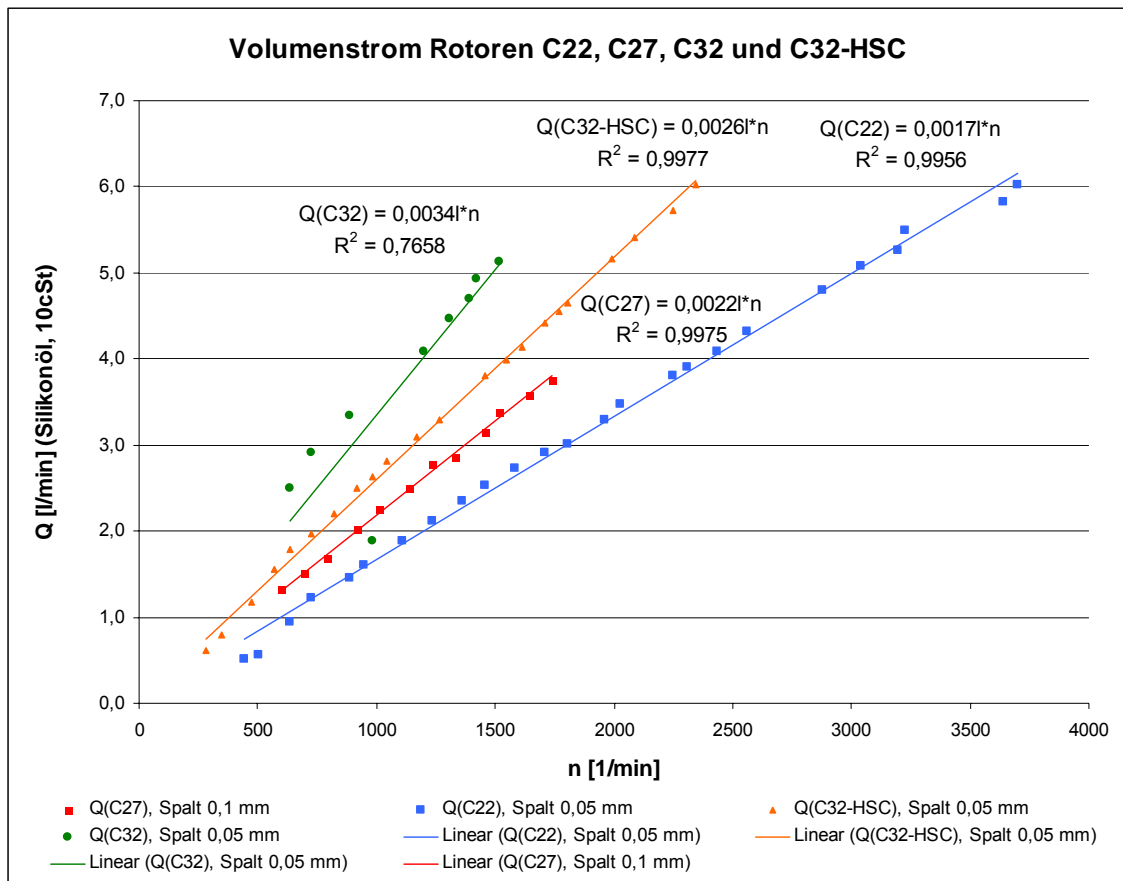


Diagramm 8-2: Ermittelte Volumenströme verschiedener Rotorvarianten

Besonders interessant war dabei die Feststellung, dass bei der Verwendung von Zylinderrollen mit leicht angeschliffenen Stirnflächen (Abbildung 8-3) die Kavitation erst bei viel höheren Drehzahlen auftrat. Auch die Stromaufnahme am Elektromotor ging zurück. Dies ist ein Zeichen dafür, dass durch die verbesserte Geometrie die Reibung gesenkt wird. Allerdings steigt durch die Fasen an der Rolle auch der Leckverlust an.



Abbildung 8-3: Gebrauchte PTFE-Rollen mit Fasen an den Stirnflächen

Bei den Versuchen mit Edelstahlrollen war der axiale Verschleiß zwischen den Stirnflächen der Rollen und der Anlaufplatte (Edelstahl) sehr ausgeprägt. Die Schleifspuren konnten in der Anlaufplatte durch Nachschleifen wiederholt beseitigt werden. Für eine

Drehrichtungsumkehr sind die Auswirkungen der Schleifspuren in Reibung und Verschleiß als sehr intensiv einzuschätzen. Wird der Rotor in Trommelausführung nach Kapitel 6.3.3 gestaltet, ist eine starke Reduzierung dieser Problematik zu erwarten.



Abbildung 8-4: Intensität der axialen Reibung an der Anlaufplatte: Schleifspuren nach der Versuchsreihe mit dem Rotor C27

## 8.4 Bewegungsverhalten der Zylinderrollen

Es hat sich herausgestellt, dass im unteren Drehzahlbereich bis zu einer Drehzahl von ca. 700 U/min die Zylinderrollen hörbar vom Statorring fallen, da die Wirkung der Zentrifugalkraft auf sie kleiner ist als die Erdanziehungskraft. Nicht so dagegen beim Rotor C32-HSC: hier bewegten sich die PTFE-Rollen selbst bei einer Drehzahl vom 200 U/min gleichmäßig am Statorring entlang. Für kleinere Drehzahlen konnte keine Aussage getroffen werden, da mit dem *ATMEL Motor-Kit* die kleinstmögliche einstellbare Drehzahl 200U/min betrug. Zu sehen ist das definierte Anliegen der Rollen in Abbildung 8-5, fotografiert bei einer Drehzahl von 285 U/min. Beobachtbar war zudem, dass beim Anhalten der Pumpe sich die Rollen wie erwartet nur zögerlich in den Führungstaschen nach innen fielen. Das bedeutet, dass die Überbrückung des Umkehrpunktes, wie in Kapitel 6.3.3 beschrieben grundsätzlich als machbar eingestuft werden kann.

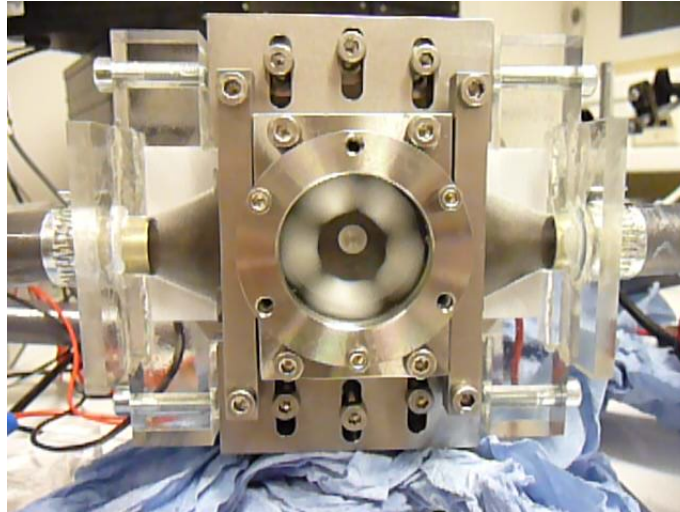


Abbildung 8-5: Definiertes Anliegen der Rollen am Statorring bei 285 U/min

Eine je nach Drehzahl von der Kreisbahn abweichende Bewegung der Rollen, wie in den Abbildungen 8-7 war beim HSC-Rotor nicht zu beobachten. Die Rollen bildeten bei verschiedenen Drehzahlen stets eine gleich bleibende Kreisbahn ab (Abbildung 8-5). Das durch die Corioliskraft (siehe dazu Kapitel 6.3.2) auftretende Geräusch war beim herkömmlichen Rollenzellenprinzip deutlich hörbar. Der HSC-Rotor hingegen lief bis zu einer Drehzahl von ca. 1500 U/min sehr leise. Bei höheren Drehzahlen wurde auch die HSC-Variante lauter. Die Größe der Öffnung zwischen Tasche und HSC reichte nicht für eine einwandfreie Funktionsfähigkeit aus. Abbildung 8-6 links zeigt die nochmals nachbearbeitete und stark vergrößerte Öffnung.

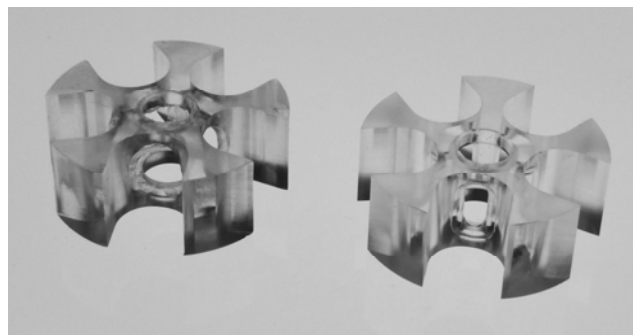
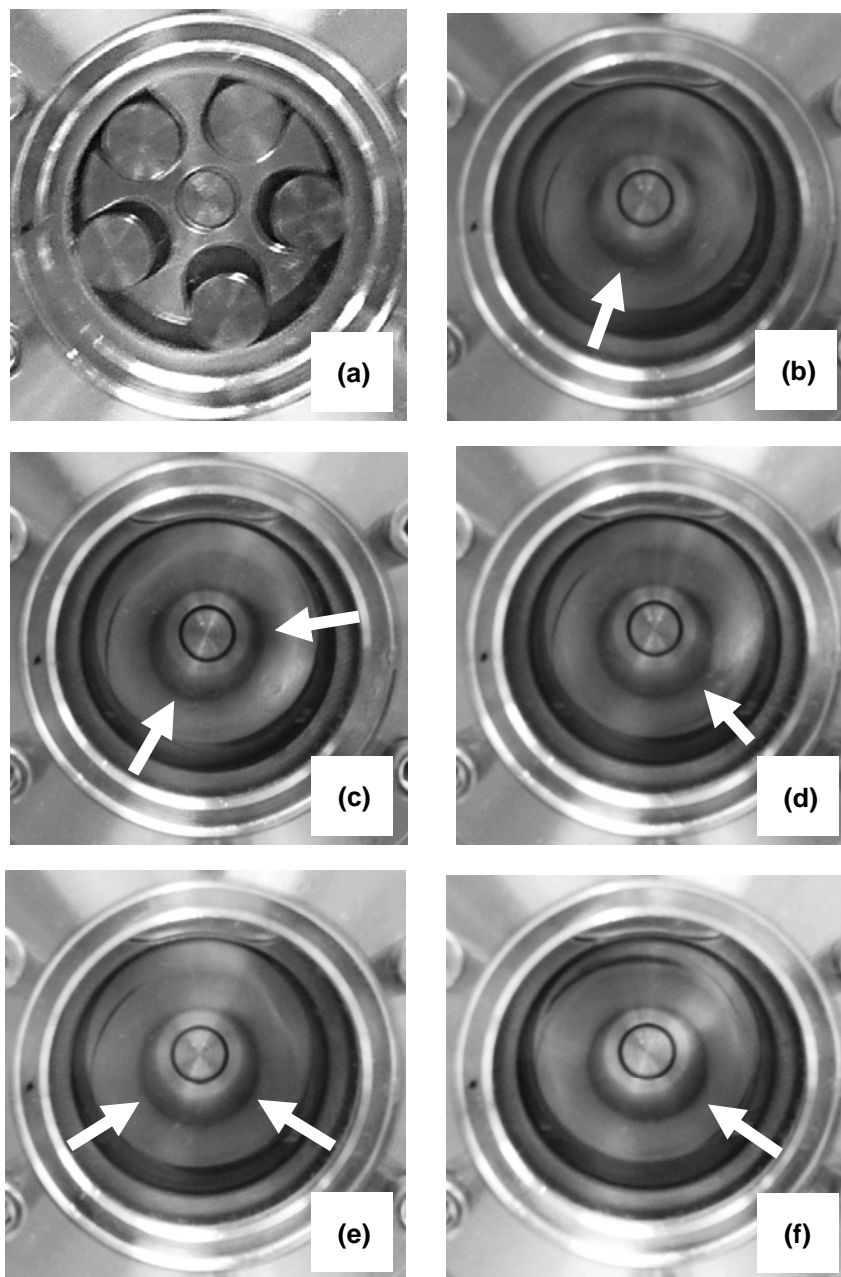


Abbildung 8-6: Verschiedene Größen der Taschenöffnung beim Rotor C32-HSC

In den Abbildungen 8-7 ist die Bewegungsbahn der Zylinderrollen im Rotor „C22“ sichtbar. Die zu sehende Luftblase befindet sich im Hohlraum zwischen Glaseinsatz und Statorring und beeinflusst den Pumpenraum nicht. Bei jeder Drehzahl sollte die Bewegungsbahn der Rollen idealerweise einer Kreisbahn entsprechen. Allerdings bewirken die dynamischen Beschleunigungskräfte auf die Rollen (nach Kapitel 6.3.1) ebenfalls dynamische Reaktionskräfte im Fluid. Zusätzlich wirkt der Strömungswiderstand dy-

namisch auf die Rollen, der durch den Spalt zwischen Zylinderrollen und den Führungstaschen im Rotor definiert wird. Die Kräfte wirken je nach Drehzahl unterschiedlich überlagert und bewirken die in den Bildern zu sehenden Abweichungen der Zylinderrollen von der Soll-Kreisbahn. Die Pfeile kennzeichnen die Orte der größten Abweichungen. Je stärker die Abweichungen schon bei niedrigen Drehzahlen ausfallen, desto größer können die wirkenden Reibkräfte und die Fluidbelastung angenommen werden.



Abbildungen 8-7: Bewegungsbahn der Rollen bei unterschiedlichen Drehzahlen

Rotorvariante C22 bei Drehzahl: (a) Stillstand; (b) 633; (c) 930; (d) 1044; (e) 1171; (f) 1640; alle Angaben in U/min

## 8.5 Einfluss der Spalthöhe zwischen Rotor und Stator

Zur Einstellung der radialen Spalthöhe zwischen Stator und Rotor wurde die Verschiebung des Stators mit einer Messuhr gemessen.

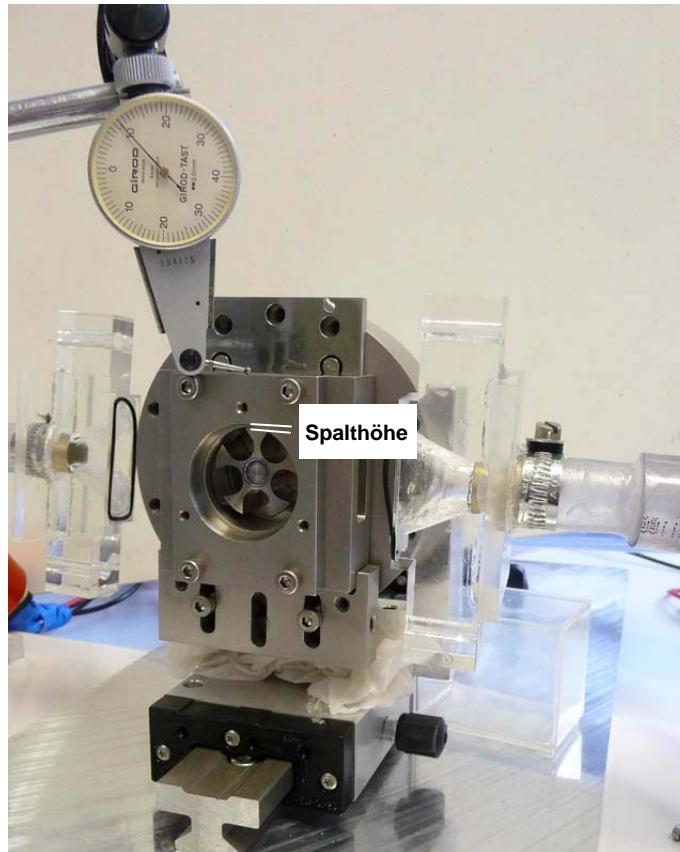


Abbildung 8-8: Erfassung der Statorverstellung mit einer Messuhr

Das nachfolgende Diagramm 8-3 zeigt den Einfluss der Spalthöhe auf das Fördervolumen der Pumpe. Einem größer eingestellten Spalt folgt automatisch eine kleinere Exzentrizität. Dies hat eine geminderte geometrische Förderleistung zur Folge. Außerdem wird durch den Spalt Fluid auf die Einlassseite zurück befördert, was den Volumenstrom zusätzlich reduziert. Besonders bemerkenswert ist, dass der Spalteinfluss bis 0,2 mm sehr gering ausfällt. In einer weiteren, nicht dargestellten Messreihe mit einer Spalteinstellung von 0,1 mm überdeckte sich der Graph ebenfalls mit den beiden dargestellten. Für größere Spalte erfolgte die Abnahme des Fördervolumens viel rascher. Dieser Sachverhalt ist vermutlich stark von der Viskosität des verwendeten Fluids abhängig. Auf Grund der Linearitätsabweichungen bei größeren Spalthöhen wurden die Funktionen dieser Graphen im Diagramm nicht angegeben.

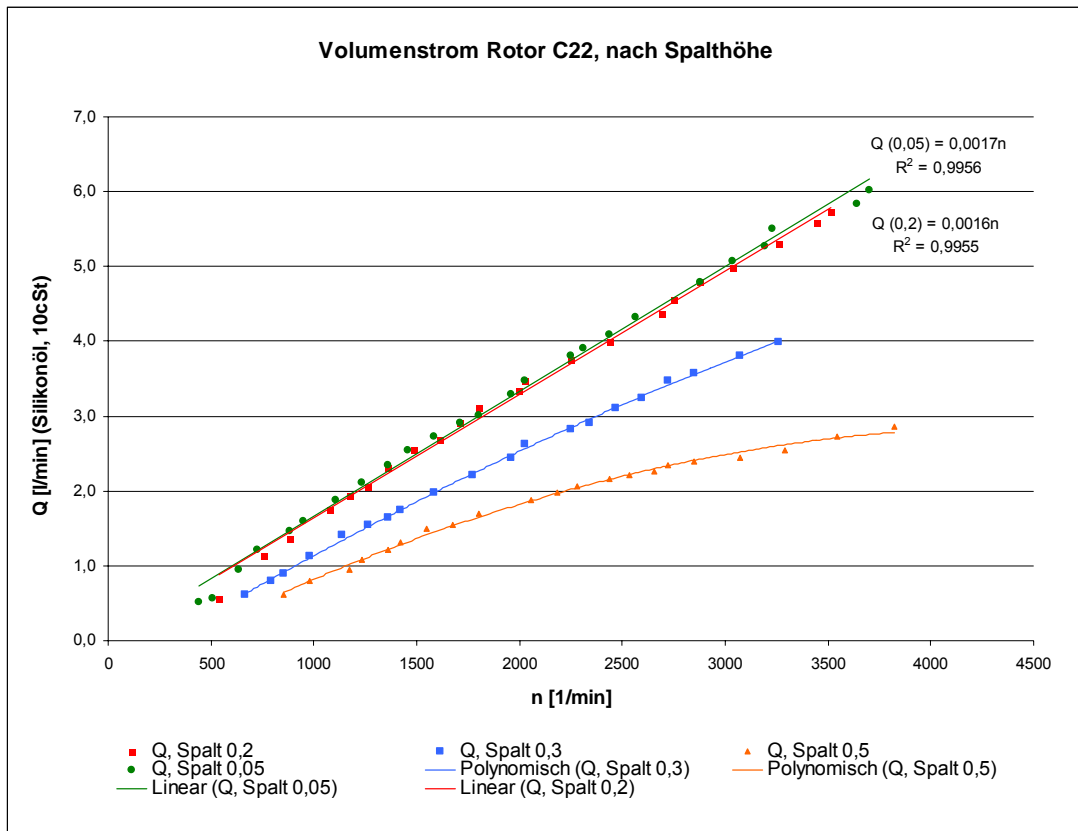


Diagramm 8-3: Auswirkungen der Spalthöhe auf den geförderten Volumenstrom

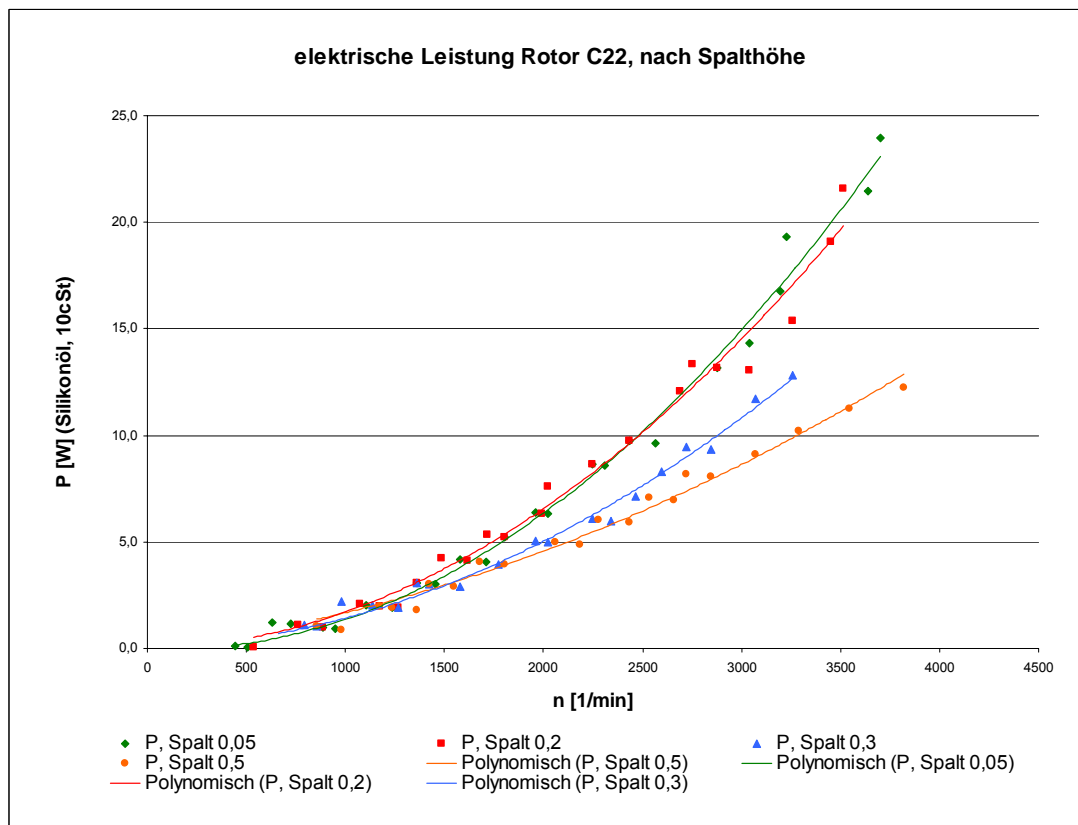


Diagramm 8-4: Auswirkungen der Spalthöhe auf die elektrische Leistungsaufnahme

Für die Lebensdauer der Pumpe wäre eine größere Spalthöhe vorteilhaft, da sich das mit zunehmender Betriebsdauer größer werdende Lagerspiel dann weniger Gefahr für einen Kontakt zwischen Rotor und Gehäuse darstellen würde (siehe Kapitel 6.6). Wie groß das Lagerspiel wird ist künftig in weiteren Versuchsreihen zu messen. Danach steht fest, wie groß der Spalt gewählt werden muss und ob die Spaltverluste dann noch akzeptabel sind.

Sinkt die Förderleistung in Folge größerer Spalthöhe, reduziert sich folglich auch die nötige elektrische Leistung des Antriebes, wie in Diagramm 8-4 dargestellt. Die translatorische Beschleunigung der Rollen in der Führungstasche des Rotors fällt auf Grund der geringeren Exzentrizität ebenfalls geringer aus. Dadurch werden die dynamischen Kräfte auf die Rollen reduziert und die Reibungsverlustleistung sinkt (siehe dazu auch Kapitel 6.3.3). In Diagramm 8-4 ist die elektrische Leistung in Abhängigkeit von verschiedenen Spalthöhen abzüglich der Leerlaufleistung des Antriebs dargestellt.

Die elektrische Leerlaufleistung zeigt Diagramm 8-5. Die Messpunkte geben den reinen Rotorleerlauf ohne Fluid und Zylinderrollen wieder. Sie beinhalten somit die Leistungsaufnahme des Evaluationboards, sowie die Reibverlustleistungen der Wellenlagerung und des Wellendichtrings. Die gesamte, vom Pumpenantrieb (Elektroantrieb und Pumpe) aufgenommene Leistung nach Diagramm 8-4 ist noch sehr hoch und der Wirkungsgrad dementsprechend niedrig (siehe auch Excel-Kalkulation, Anhang D). Unklar bleibt allerdings, wie groß der motorseitige Anteil der Verlustleistung bei belastetem Motor ist. Zu empfehlen ist deshalb, den Versuchsstand so zu erweitern, dass die an der Welle zur Verfügung gestellte mechanische Leistung gemessen werden kann. Dies würde die Unterscheidung zwischen Motor- und Pumpenverlustleistungen ermöglichen.

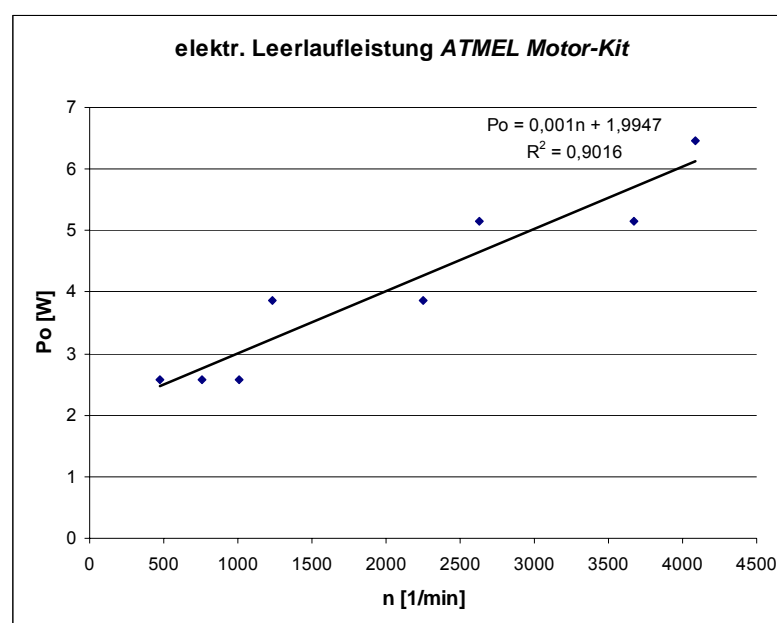


Diagramm 8-5: elektrische Leistungsaufnahme am Netzgerät im Leerlauf



## 8.6 Optische Untersuchung der Strömungsverhältnisse

Für diese Versuchsreihe wurde das verwendete *Elbesil Silikonöl B10* mit Graphitpulver versetzt. Die Versuche wurden gemäß der Versuchsplanung nach Kapitel 7.3.2.3 durchgeführt. Die folgend gezeigten Abbildungen entstammen einer Reihe von Videoaufnahmen, die mit einer handelsüblichen Digitalkamera gemacht wurden. Die Bilder zeigen am Pumpeneinlass eine gerichtete Strömungsausbildung (siehe Abbildung 8-9). In den Videos in Anhang D ist die schmale turbulente Zone zu sehen, in der die Rotorströmung und die Zulaufströmung aufeinander prallen.



Abbildung 8-9: Gerichtetes Strömungsbild am Einlass  
links: Originalfotografie, rechts: Schematische Darstellung der Strömungsrichtungen; Rotordrehung im UZS

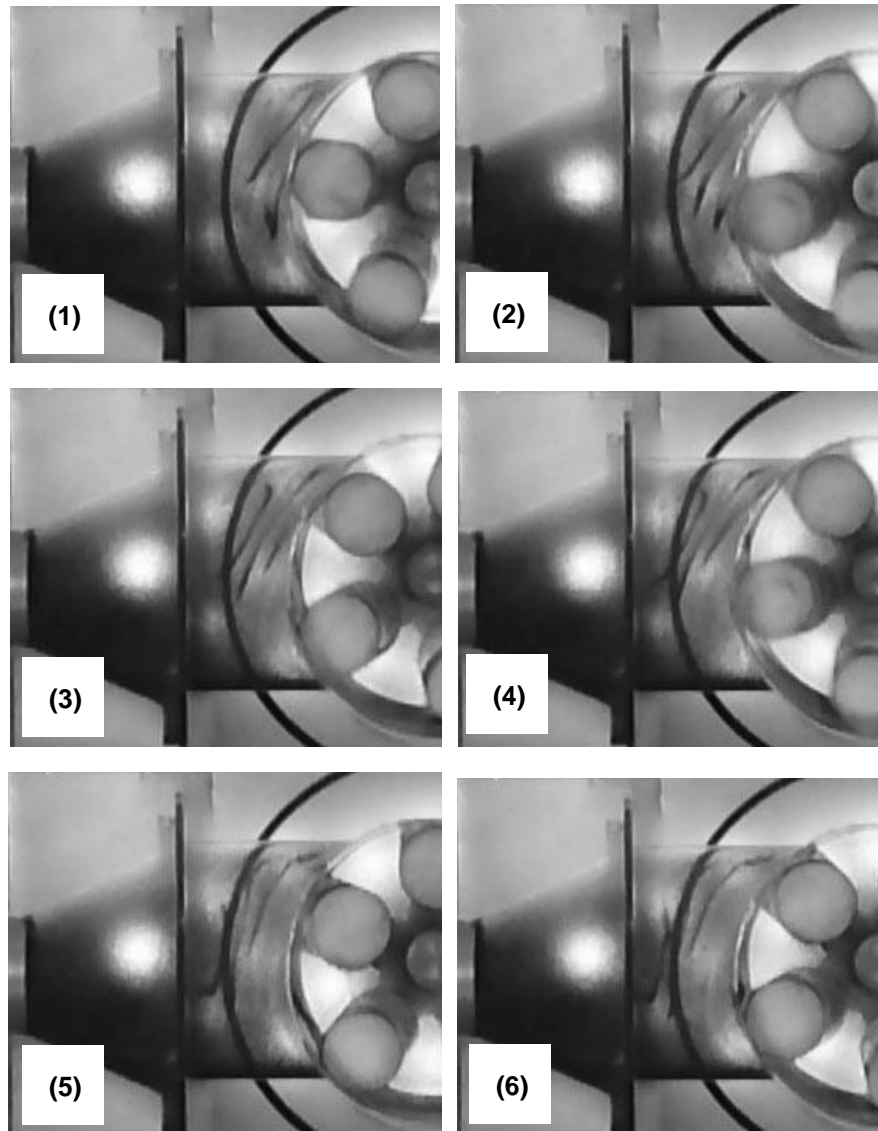
Am Auslass hingegen ist die Strömungsausbildung sehr turbulent, wobei sich ein Hauptwirbel ausbildet.



Abbildung 8-10: Wirbelbildung am Pumpenauslass  
links: Originalfotografie, rechts: Schematische Darstellung der Strömungsrichtungen; Rotordrehung im UZS

In den Abbildungen 8-12 ist die Ausbildung der Verwirbelung nachvollziehbar. Auf der Auslassseite werden die Fluidvolumina zwischen den Sperrkörpern pulsierend ver-

drängt. In den Bildern kann man bei langsam gedrehtem Rotor (im Uhrzeigersinn) den Fluidtransport durch den Bewegungsverlauf der schrittweise aneinander geschichteten Graphitschlieren nachverfolgen.



Abbildungen 8-11: Schichtweiser Graphittransport bei langsamer Rotordrehung

Alle Abbildungen dieses Kapitels sind Ausschnitte aus aufgenommenen Videos, die im Anhang D hinterlegt sind. Mit den gewonnenen Videoinformationen kann die Auslasskontur im VAD-Gehäuse optimal angepasst werden. Das Versuchsergebnis ist für den Gehäuseentwurf nach Kapitel 5.3 bereits als sehr positiv zu bewerten.

## 9 Zusammenfassung und Ausblick

Diese Diplomarbeit befasst sich mit Realisierungsmöglichkeiten eines hydraulischen Antriebskonzeptes für das Herzunterstützungssystem „DLR LVAD-5“, welches am Institut für Robotik und Mechatronik am Deutschen Zentrum für Luft- und Raumfahrt (DLR) entwickelt wird. Dieser Arbeit vorausgehend wurde für den Antrieb bereits das Rollenzellenprinzip ausgewählt und ein angepasstes Gehäusemodell entworfen. Ziel dieser Arbeit war es dieses Antriebskonzept zu optimieren.

Dazu wurde zunächst das Bewegungsverhalten der Sperrkörper der Rollenzellenpumpe qualitativ in einem mathematischen Modell untersucht. Wichtigstes Ergebnis ist, dass durch die translatorischen Beschleunigungen der Sperrkörper auf Grund der Exzentrizität stark dynamische Kräfte auftreten. Diese wirken sich besonders dann negativ auf die Lebensdauer und die Leistungsaufnahme aus, wenn die Pumpe mit rhythmischer Drehrichtungsumkehr betrieben wird, weil dann die Beschleunigungen sehr hoch werden.

Folglich wurden theoretische Überlegungen angestellt, wie das Rollenzellenprinzip modifiziert werden kann. Dabei wurde ein Antriebskonzept ausgearbeitet, welches eine starke Reduzierung der Sperrkörpermassen und damit der dynamischen Kräfte ermöglicht. Es werden vier konkrete Ideen beschrieben, die eine schrittweise Realisierung dieses verbesserten hydraulischen Antriebskonzeptes ermöglichen sollen. Zusätzlich werden zwei Antriebsprinzipien (Zahnring- bzw. Axialpumpe) vorgestellt, die eine Alternative zur Rollenzellenpumpe darstellen, und deren Vor- und Nachteile qualitativ beurteilt.

In einem nächsten Schritt wurde ein Versuchsstand entwickelt und aufgebaut, um die wichtigsten Parameter der verschiedenen Antriebskonzepte bestimmen zu können. Entscheidend ist, dass der Versuchsstand so modular ausgelegt werden konnte, dass die wichtigsten Pumpenkomponenten als Variantenbauteile austauschbar sind.

In ersten Messungen wurden Pumpenkennlinien des herkömmlichen Rollenzellenantriebs für verschiedene Parameter bestimmt. In einer weiteren Messreihe konnten dann die Funktionalität und die Vorteile des modifizierten Rollenzellenantriebes bestätigt werden. Zudem konnte eine optische Untersuchung der Strömungsverhältnisse durchgeführt werden. Die Ergebnisse sind entscheidend für die Optimierung der Geometrie des Gehäuses.

Ausgehend von den bisher erzielten Ergebnissen, werden zukünftig für die Optimierung des Rollenzellenantriebs folgende Messungen vorgeschlagen:

- Die Größe der axialen und radialen Spalte sollte variiert werden, um ein optimales Verhältnis zwischen auftretenden Förderverlusten und realisierbarem Lagerspiel zu finden.
- Des Weiteren sollte der Einfluss der Viskosität des Hydraulikfluids auf verschiedene Parameter wie Kavitation, Leckverluste und Reibungsverluste bestimmt werden.
- Es sollte untersucht werden, ob ein Rotor in Trommelform die vorhergesagten positiven Auswirkungen auf die Reibverluste hat.
- Interessant wäre es des Weiteren, ob durch Druckentlastungsbohrungen an einem speziellen HSC-Rotor ein reibungsreduzierter Betrieb möglich ist.
- Ein entscheidender Aspekt ist darüber hinaus der Einfluss der Sperrkörpergeometrie auf die Leistungsfähigkeit der Pumpe.

Es ist dringend zu empfehlen, die beiden vorgestellten alternativen Antriebskonzepte – die Zahnring- bzw. die Axialpumpe – weiter zu verfolgen. Denn die entscheidende Kenngröße einer Pumpe für ein Herzunterstützungssystem ist das erzielbare Fördervolumen pro Umdrehung, da dieses direkt mit der nötigen Rotorbeschleunigung und damit mit der Lebensdauer und der Energieeffizienz des Systems korreliert. Bei Pumpen derart kleiner radialer Bauhöhe hat die Zahnringpumpe vermutlich ein höheres Fördervolumen pro Umdrehung als die Rollenzellenpumpe, da der innere Zahnring im Vergleich zum Rotor der Rollenzellenpumpe stärker an der Fluidförderung beteiligt ist. Allerdings ist die Lagerung der beiden Zahnringe schwieriger zu realisieren. Die Axialpumpe hat enorme Vorteile bezüglich ihrer Lebensdauer, da die Lagerung der Impellerwelle vorteilhaft gestaltet werden kann. Offen ist jedoch, ob die Pumpe bei hinreichend geringer Drehzahl die benötigte Fördermenge erzielt. Diese beiden Konzepte sind insofern auch deswegen höchst interessant, da deren Beschreibung in der Literatur zum jetzigen Zeitpunkt nur für den Betrieb mit konstanten Drehzahlen gefunden werden konnte.

Für das DLR besteht die große Chance, zukünftig ein Herzunterstützungssystem mit einem revolutionären Pumpkonzept auf den Markt zu bringen.

## Literaturverzeichnis

- [Ada08]** ADAM, H.; BOLANZ, P.; OßWALD P.; RITSERT, H.: Pflege in der Kardiologie, Urban & Fischer Verlag, 2008, S. 507
- [Bad06]** BADER, ROLAND: Redesign des linksventrikulären DLR Herzunterstützungssystems, Diplomarbeit, Fachhochschule München, 30.04.2006
- [Bas09]** DR. BASSHUYSEN, R.; DR. SCHÄFER, F.: Motorlexikon, verfügbar unter [www.motorlexikon.de](http://www.motorlexikon.de), Stand Nov. 2009
- [Bol02]** BOLZ, A.; URBASZEK, W.: Technik in der Kardiologie, Eine interdisziplinäre Darstellung für Ingenieure und Mediziner, Springer Verlag, 2002
- [Bos09]** BOSCH, Bosch K-Jetronic, verfügbar unter [www.zeepoort.nl/jetronic/bosch-k-jetronics.html](http://www.zeepoort.nl/jetronic/bosch-k-jetronics.html), Stand Nov. 09
- [Bus04]** BUSAK&SHAMBAN: Turcon Wellendichtringe, Prospekt der Firma Busak&Shamban, Nov. 2004, verfügbar unter [www.tss.trelleborg.com](http://www.tss.trelleborg.com)
- [Car07]** CARMAT: Rotationsverdrängerpumpe mit beschränktem radialen Raumbedarf, Patentschrift, Patentnr. EP1855005, Anmeldetag: 07.05.2007
- [Car09]** Offizielles Video über das künstliche Herz der Firma Carmat SAS: Le coeur artificiel du professeur Alain Carpentier, verfügbar unter: [www.carmatsas.com](http://www.carmatsas.com) oder [www.youtube.com](http://www.youtube.com), Stand Nov. 2009
- [Cav02]** CHEMIE – ANLAGEN – VERFAHREN: Maßgeschneidert – Dichtungsprofile aus PTFE-Compounds, Fachartikel vom 08. 08. 2002, verfügbar unter [www.cav.de](http://www.cav.de), Stand Dez. 2009
- [Chm90]** CHMIEL, H.; ANADERE, I.; WALLITZA, E.: The determination of blood viscoelasticity in clinical hemorheology. In: Biorheology, 27(6), 1990, S. 883-894
- [Dee07]** DEETJEN, PETER: Physiologie, Urban&Fischer Verlag, Ausgabe 4
- [Des07]** Statistisches Bundesamt Deutschland: Sterbefälle insgesamt 2007 nach den 10 häufigsten Todesursachen der International Statistical Classification of Diseases and Related Health Problems (ICD-10), Stand 31.08.2007, verfügbar unter <http://www.destatis.de>

- [Dhe01] Deutsche Herzstiftung: Herzinsuffizienz – Eine Information für Patienten und Angehörige, Techniker Krankenkasse Hamburg, 2. Auflage, 2001
- [Dhm09] Deutsches Herzzentrum München: Chirurgische Therapiekonzepte bei fortgeschrittener Herzinsuffizienz als Alternativen zur Herztransplantation, verfügbar unter [www.dhm.mhn.de](http://www.dhm.mhn.de), Stand Nov. 2009
- [Dir06] Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt: Marktübersicht: Implantierbare Mechanische Herzunterstützungssysteme, eigene Unterlagen, Stand 2006
- [Neu09] NEUMANN T.; BIERMANN, J.; NEUMANN, A.; WASERN, J.; ERTL, G.; DIETZ, R.; ERBEL, R.: Herzinsuffizienz: Häufigster Grund für Krankenhausaufenthalte. In: *Deutsches Ärzteblatt*, Heft 16 / 17.06.2009, S. 269
- [Dso09] Deutsche Stiftung Organtransplantation, Koordinierungsstelle Organspende, Stand 2009, verfügbar unter [www.dso.de](http://www.dso.de)
- [Etp08] Eurotransplant International Foundation: Jahresbericht 2008, verfügbar unter [www.eurotransplant.nl](http://www.eurotransplant.nl)
- [Eve01] EVERS, MARCO; HACKENBROCH, VERONIKA: Leben auf Pump. In: *Der Spiegel*, Ausgabe 28 / 2001
- [Fae09] FAESSLER; DÜNNWEBER: Vorlesung 10. In: *Vorlesungsskript Physik WS 08/09*, LMU München, 2009
- [Fag09] FAG/INA: Langes Lagerleben auch in extremer Umgebung, Presserelease vom 04.02.2009, verfügbar unter [www.schaeffler.de](http://www.schaeffler.de)
- [Fei03] FEINDT, P.; VETTER, H.O.; WEYAND M.: Synopsis der biologischen und mechanischen Kreislaufunterstützung, Steinkopff Verlag, 2003
- [Gme08] GMEINER, HEINRICH: Entwicklung eines elektro-hydraulischen Antriebssystems für das DLR-Kunstherz, Diplomarbeit, Studiengang Mechatronik, Fachhochschule Regensburg, 14.03.2008
- [Goe04] GÖRLER, HEIDI; HAVERICH, AXEL: Herztransplantation und Assist Devices. In: *Herz*, Urban & Vogel Verlag, Number 7 / November 2004, S. 695-701
- [Har06] HARTMANN J.; HICK C.; JOCKENHÖVEL F.: Intensivkurs Physiologie, Ausgabe 5, Urban&Fischer Verlag, 2006, S. 74 - 120
- [Her04] HERMANN H.-P.; HASENFUSS G.: Therapie der Herzinsuffizienz. In: *Intensivmedizin und Notfallmedizin*, Band 41, Heft 7 (2004), S.451-464 © Steinkopff Verlag 2004

- [Hes03] PROF. DR. HESS, OTTO: Herzinsuffizienz: Definition, Ursachen und Formen. In: *Schweiz Med Forum*, Nr. 48, 26. Nov 2003, verfügbar unter: [www.heartfailure.ch](http://www.heartfailure.ch)
- [Hue04] HÜTER-BECKER, ANTJE: Biomechanik, Bewegungslehre, Leistungsphysiologie, Trainingslehre, Georg Thieme Verlag, 2004, S.210-214
- [Hex05] HEXAL Taschenlexikon Medizin, Jena 3., neu bearbeitete und erw. Auflage – 2004 / 2005
- [Hex09] HEXAL, Herz-Kreislauf Grundwissen, Stand 2009, verfügbar unter <http://www.herz.hexal.de/grundwissen/herz/index.php>
- [Het02] HETZER, R.; JURMANN, M.; POTAPOV, E.; HENNIG, E.; STILLER, B.; MÜLLER, J.; WENIG, Y.: Kardiale Assist-Systeme – Gegenwärtiger Stand. In: *Herz*, Urban & Vogel Verlag, Number 5 / August 2002, S.407-417
- [Hkm09] Herzklinikum München: Novacor. In: *Fachkreise Erwachsenen Herzchirurgie*, verfügbar unter [www.Herzklinik-Muenchen.de](http://www.Herzklinik-Muenchen.de), Stand Nov. 2009
- [Hou06] HOUGHTON, P.: Living With the Jarvik 2000: A Five-Plus Year Experience. In: *Artif Organs*, 30(5), 2006, S. 322–323
- [Hpn09] HNP Mikrosysteme GmbH, Hersteller von Mikrozahlringpumpen, Informationen verfügbar unter [www.hnp-mikrosysteme.de](http://www.hnp-mikrosysteme.de), Stand Nov. 2009
- [Int99] Ergebnisse des 3. Internationalen Symposiums des Max Grundig Kliniken: Neue Forschungsansätze zur Bekämpfung der terminalen Herzinsuffizienz. In: *Der Internist*, Springer Verlag, Number 4 / März 1999, S. 463
- [Iva93] IVANTYSYN, J.; IVANTYSYN, M.: Hydrostatische Pumpen und Motoren, Vogel Verlag, 1. Auflage, 1993
- [Fal95] FALLER, A.: Der Körper des Menschen, Einführung in Bau und Funktion, Thieme Verlag, 13. Auflage, 1995
- [Kuh06] KUHRT, NICOLA: Maschine in der Brust. In: *Süddeutsche Zeitung*, Nr. 265, 17.11.2006, S. 18
- [Lan03] LANG, MATTHIAS: Berechnung und Optimierung von passiven permanentmagnetischen Lagern für rotierende Maschinen, Dissertation, Technische Universität Berlin, Fakultät Verkehrs- und Maschinensysteme, 2003
- [Lie05] DR. LIEDTKE, ULRICH; PAASCH DETLEF: Dicht an der Welle. In: *Chemie Technik*, Ausgabe Nr. 10 / 2005, S.70

- [Lie87]** LIEPSCH, D.: Strömungsuntersuchungen an Modellen menschlicher Blutgefäßsysteme. VDI-Verlag, Düsseldorf, 1987
- [Lor09]** LOREE, M; SCHÖB, R.: Technische Systeme für den Herzersatz und die Herzunterstützung. In: *Medizintechnik, Teil VIII, Life Science Engineering*, Springer-Verlag, Edition 5, 2009, S. 1358
- [Mal09]** MALBERG, H.: Herzunterstützungssysteme II. In: Einführung in die biomedizinische Gerätetechnik, Vorlesungsunterlagen, Universität Karlsruhe, Stand: Okt. 2009
- [Mcc99]** MCCracken T.O.; Der 3D Anatomie Atlas, Bechtermünz, 1999
- [Mek09]** Medkolleg Online-Medizinlexikon, verfügbar unter [www.med-kolleg.de](http://www.med-kolleg.de), Stand 2009
- [Nau03]** DR. NAU, BERNHARD; PROF. DR. MÜLLER, HEINZ: Wellendichtringe ohne Überdruck. In: *Fachwissen-Dichtungstechnik*, Online Publikation, 2003, verfügbar unter [www.fachwissen-dichtungstechnik.de](http://www.fachwissen-dichtungstechnik.de)
- [Oer02]** OERTEL, H.: Prandtl - Führer durch die Strömungslehre. Vieweg Verlag, 2002
- [Per06]** PERNICE, KATHARINA: Studie zum Langzeiteinsatz eines linksventrikulären Unterstützungssystems – Das Jarvik 2000, Inaugural-Dissertation, Medizinische Fakultät der Albert-Ludwigs-Universität Freiburg, 2006
- [Pot08]** DR. MED. POTAPOV EVEGENIJ V.: Neue Aspekte der Behandlung von Patienten mit terminaler Herzinsuffizienz mittels mechanischer Kreislaufunterstützung. In: *Habilitationsschrift*, Deutsches Herzzentrum Berlin, vorgelegt an der Medizinischen Fakultät Charité der Universität Berlin, März 2008
- [Ral06]** RALL, BEATRICE: Organspende. In: *Deutsche Apotheker Zeitung*, Rubrik Politik, 03.06.2006
- [Sbd09]** Statistisches Bundesamt Deutschland: 11. Koordinierte Bevölkerungsvorausberechnung, Variante 1-W1, Stand Oktober 2009, verfügbar unter [www.destatis.de](http://www.destatis.de)
- [Sei03]** SEIBT, WALTER: Physik für Mediziner, Ausgabe 5, Georg Thieme Verlag, 2003, S. 151
- [Sie03]** SIEGENTHALER, M.P.; GUTWALD, R.; SCHMELZEISEN, R.; BEYERSDORF, F.: Jarvik 2000 LVAD. In: *Synopsis der biologischen und mechanischen Kreislaufunterstützung*, Steinkopff Verlag, 2003, S. 117-125



- [Spe09] DR. MED. DESAGA, MARTIN.; DR. MED. SPERZEL, JOHANNES: Das Herz, Stand 2009, verfügbar unter <http://www.kardionet.de/herz.php>
- [Sch03] DR. SCHMID, T.; DR. MED. SCHILLER, W.: Neuartiges Kunstherz zur Regeneration und Unterstützung bei schwerer Herzinsuffizienz. In: *Medizintechnik in Bayern*, Ausgabe 2, 2003, S.26-29
- [Sch07] DR. SCHMID, T.: Doppelpulsatiles Herzunterstützungssystem, Fortschrittsbericht VDI Reihe 17 Nr. 268, Düsseldorf 2007
- [Sch09] SCHMID, KARLHEINZ: Das fremde Herz in meinem Körper. In: *Der Spiegel Wissen – Die neue Kunst des Heilens*, Nr. 2 / 2009, S. 31
- [Sbd06] Statistisches Bundesamt, Pressestelle: *Neue Modellrechnung zur Lebenserwartung für Geburtsjahrgänge*, Nr. 167 vom 13.04.2006
- [Vit09] VITZTHUM, THOMAS: Zahl der Organspender geht deutlich zurück. In: *Welt-Online*, Rubrik Politik, 08.01.2009, verfügbar unter [www.welt.de](http://www.welt.de)
- [Ven07] DR. VENHAUS, S.; KÖRNER, N.; BLOME, B.: Potenzielle Organspender. In: *Organspende und Transplantation in Deutschland, Jahresbericht 2007*, Deutsche Stiftung Organtransplantation, Koordinierungsstelle Organspende, S.14
- [Vet06] VETTER, GERHARD: Rotierende Verdrängerpumpen in der Prozesstechnik, Vulkan Verlag Essen, 1. Auflage, 2006
- [Von09] Gespräch mit Herrn VONGRIES, WOLFGANG der Firma L. Böwing GmbH am 28.10.2009
- [Wil00] WILHELM, M. J.; DENG, M. C.; SCHELD, H. H.: Chirurgische Therapiekonzepte der fortgeschrittenen Herzinsuffizienz als Alternativen zur Herztransplantation. In: *Zeitschrift für Herz-, Thorax- und Gefäßchirurgie*, Band 14, Heft 1 (2000), S13-22, Steinkopff Verlag 2000
- [Wur82] WURZINGER, L. J.; OPITZ, R.; BLASBERT, P.; BIALONDKI, U.; SCHMID-SCHONBEIN, H.: Thrombozyten und Gerinnungssystem nach Scherbelastung. In: Loo J, Asbeck F, editors, *Thrombophilie und Arteriosklerose*. F.K. Schattauer, 1982. 479 ff.

## Erklärung

Hiermit erkläre ich, dass ich die vorliegende Diplomarbeit selbständig angefertigt habe. Es wurden nur die in der Arbeit ausdrücklich benannten Quellen und Hilfsmittel benutzt. Wörtlich oder sinngemäß übernommenes Gedankengut habe ich als solches kenntlich gemacht.

---

Ort, Datum

---

Unterschrift

## Anhang

- Anhang A:** Statistik zu den Sterbefällen bei Herzinsuffizienz in Deutschland
- Anhang B:** Übersicht und Einzelteilzeichnungen der Pumpenkomponenten für den Versuchsstand
- Anhang C:** Baugruppen- und Einzelteilzeichnungen der Motorkomponenten für den Versuchsstandsmotor *RoboDrive M50x14*
- Anhang D:** Datenträger für digitale Medien (Datenblätter, Videos, Messdaten usw.) mit Inhaltsverzeichnis

# Anhang A

**Sterbefälle (ab 1998). Gliederungsmerkmale: Jahre, Region, Alter, Geschlecht, Familienstand, ICD-10**

Die Tabelle bezieht sich auf:

**Alter:** Alle Altersgruppen, **Region:** Deutschland, **Zeitraum:** 2000-2007

## Gestorbene, Herzinsuffizienz

Alter in Jahren	Rang*	2007	2006	2005	2004	2003	2002	2001	2000
Altersgruppe ab 90	2	17390	17715	18277	17855	20566	19650	18754	18854
Altersgruppe 85-90	2	11930	9697	9105	8937	12052	13433	15018	16211
Altersgruppe 80-85	3	9393	9181	9358	9749	10819	9481	8347	7751
Altersgruppe 75-80	4	5197	4866	4956	5158	6365	6156	6438	6536
Altersgruppe 70-75	6	2585	2494	2670	2603	3618	3389	3603	3499
Altersgruppe 65-70	8	1618	1504	1641	1705	2280	2030	1884	1716
Altersgruppe 60-65		664	576	750	895	1320	1208	1297	1183
Altersgruppe 55-60		444	364	426	391	659	561	542	493
Altersgruppe 50-55		328	260	294	339	516	391	340	271
Altersgruppe 45-50		199	183	192	228	337	259	226	212
Altersgruppe 40-45		81	109	113	138	218	156	147	119
Altersgruppe 35-40		44	47	63	67	133	95	87	68
Altersgruppe 30-35		35	21	25	40	73	51	44	33
Altersgruppe 25-30		15	16	24	31	52	21	14	19
Altersgruppe 20-25		19	18	12	21	36	24	13	15
Altersgruppe 15-20		11	12	11	12	24	24	12	9
Altersgruppe 10-15		6	7	3	3	19	6	10	4
Altersgruppe 5-10		1	3	7	4	11	4	7	2
Altersgruppe 1-5		9	5	10	7	19	15	13	10
Altersgruppe bis 1		1	1	2	1	0	1	3	2
gesamt bis 65		1857	1622	1932	2177	3417	2816	2755	2440
Anteil bis 65-jährige (in %)		3,7	3,4	4,0	4,5	5,8	4,9	4,9	4,3
gesamt		49970	47079	47939	48184	59117	56955	56799	57007

\* Rang unter den häufigsten Todesursachen 2007

Diese Tabelle wurde am 18.10.2009 mit Hilfe der Online-Datenbank der Gesundheitsberichtserstattung des Bundes, verfügbar unter [www.gbe-bund.de](http://www.gbe-bund.de) erstellt.

## Anhang B: Übersicht und Einzelteilzeichnungen der Pumpenkomponenten für den Versuchsstand

### Liste: Bauteilestand gekaufter und gefertigter Bauteile

Betrifft: Zuordnung Pumpenkomponenten Versuchsstand Rollenzellenpumpe

ProE/Intralink file group: testbench dualis hydro - roll cell pump (TB-DH-RCP)

Stand: 30.11.2009

Bearb.: Andreas Kunz

Seite 1/2

Pos.	Bezeichnung Montageanleitung	Baugruppe (asm) oder Bauteil (prt)	Variantenbezeichnung	Name Einzelteilzeichnung / Datenblatt Nr.
1	Glaseinsatz	asm		
2	Rotor	prt	5cell-C22	rotor 5cell C22
			5cell-C27	rotor 5cell C27
			5cell-B32	rotor 5cell B32
			5cell-C32	rotor 5cell C32
			5cell-C32-HSC	rotor 5cell C32-HSC
3	Lagerbaugruppe	asm		
4	Sockel	prt		socket
5	Anlaufplatte	prt	buffer disc 8	buffer disc
			buffer disc 9	
6	Stator	prt	insert casing 25a	insert casing
			insert casing 30a	
			insert casing 36a	
			insert casing 36P	insert casing 36P
7	Schuhe mit Langlöchern	prt		lock radial for insert
8	Lagergehäuse	prt	case for bearing 626	case for bearing
			case for bearing 608	
9	Gehäuse für Dichtring	prt		case for shaftseal
10	Deckel für Lagergehäuse	prt		cap for bearing case
11	Verschlussdeckel	prt		coverplate
12	Lauftring für Dichtring	prt	slide ring 9,1x7	slide ring
			slide ring 9,2x7	
			slide ring 9,1x8	
			slide ring 9,2x8	
13	Miniatur-Rillenkugellager	prt	DIN 626	
			DIN 608	
14	Abstandshalter Lagerinnenring	prt	spacer inner ring 626x2	spacer inner ring
			spacer inner ring 626x3	
			spacer inner ring 608x2	
			spacer inner ring 608x3	
15	Abstandshalter Lageraußenring	prt	spacer outer ring 626x2	spacer outer ring
			spacer outer ring 626x3	
			spacer outer ring 608x2	
			spacer outer ring 608x3	
16	Welle	prt	shaft 7x12x626	shaft 626
			shaft 5,5x12x626	
			shaft 7x12x608	shaft 608
			shaft 7x12x608-P	
			shaft 608-HSC	shaft 608-HSC
17	(Wellen-) Mutter	prt	M6x0,5	
18	Wellendichtring	prt	shaft seal Varilip PDR TypB	[DB01, Anhang D]
19	Balken für axiale Befestigung	prt		lock axial for insert
20	Adapter Schlauchanschlüsse	prt		adapter tube
21	Hülse für Schlauchanschlüsse	prt		tube
22	Montagehilfe zum Pressen des Rotors	prt		pressing
23	Montagehilfe zum Lösen des Lauftrings	prt		installation tool for slide ring
24	Statordeckel	prt	cap for insert 25, 30	cap for insert
			cap for insert 36	cap for insert 36

**Liste: Bauteilestand gekaufter und gefertigter Bauteile**

Betrifft: Zuordnung Pumpenkomponenten Versuchsstand Rollenzellenpumpe

ProE/Intralink file group: testbench dualis hydro - roll cell pump (TB-DH-RCP)

Stand: 30.11.2009

Bearb.: Andreas Kunz

Seite 2/2

Pos.	Bezeichnung Montageanleitung	Baugruppe (asm) oder Bauteil (prt)	Variantenbezeichnung	Name Einzelteilzeichnung / Abkürzung Datenblatt
25	Adapter für Glasscheibe	prt	adapter iglass 25, 30	adapter for cap and inspection glass
		prt	adapter iglass 36	adapter iglass 36
26	Plexiglasronde	prt	glassblank 30x6	glassblank 30x6
			glassblank 35,8x8	glassblank 35,8x8
27	Glasscheibe (Borofloat)	prt	iglass 25x3,3	[DB05, Anhang D]
		prt	iglass 30x3,0	
		prt	iglass 36x3,3	
28	Montagehilfe für Glasscheibe 25	prt		installation tool for iglass
30	LED-Kühler	prt		bufferdisc ledcooler
31	Anlaufplatte diffus	prt		bufferdisc perspex
32	Platte diffus	prt		plate perspex
33	Platine für LEDs	prt	PCB LEDs	[DB07, Anhang D]
34	LED	prt	Osram LW W5SG	[DB06, Anhang D]
35	axiale Befestigung für transparenten Stator	prt		lock insert-p-ax
36	Wellenkupplung	n. in ProE/Intralink	Gerwah DKN 9/30-5H7-5H7	[DB08, Anhang D]
			Gerwah DKN 9/30-5H7-8H7	
			Gerwah EKN 9/28-5H7-5H7	
			Gerwah EKN 9/28-5H7-8H7	
37	Halterung Pumpenbaugruppe	prt		bracket
41	Abstandshalter Motorreiter ATMEL	prt		spacer socket
42	Motorreiter ATMEL	n. in ProE/Intralink		
43	Motorreiter Robodrive M50	prt		bracket rdrive M50



Tel: (+49) 08153/28-3995 Fax: -1134

All Rights Reserved - Copyright DIN 34

created by	A. Kunz -3995	23-Oct-09 07:15:44 PM
------------	---------------	-----------------------

modified by	A. Kunz -3995	27-Oct-09 11:12:42 AM
-------------	---------------	-----------------------

checked by		
------------	--	--

General Tolerance: DIN2768-fH

DIN A4

M 1:1

Qty	1	P
-----	---	---

All Edges DIN 6784
--------------------

Material:

stainless steel

Rotor 5cell B32

**DLR**

No:	-
-----	---

model:	ROTOR_TB-DH-RCP_5CELL-B32.PART	Rev. A.1	Sheet
--------	--------------------------------	----------	-------

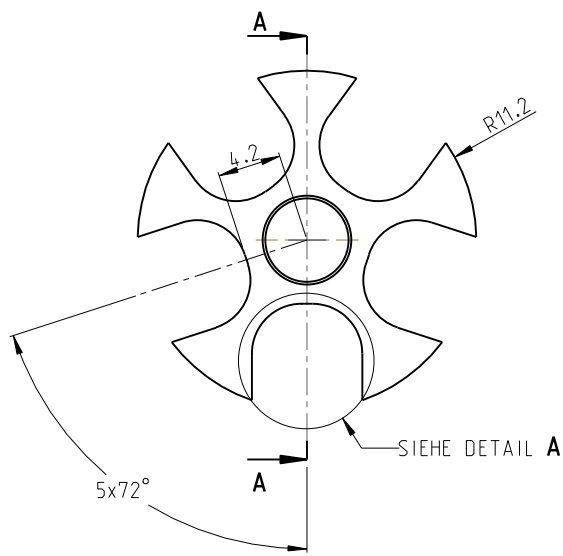
g	file:	ROTOR_TB-DH-RCP_5CELL-B32.DRW	Rev. A.1	1/1
---	-------	-------------------------------	----------	-----



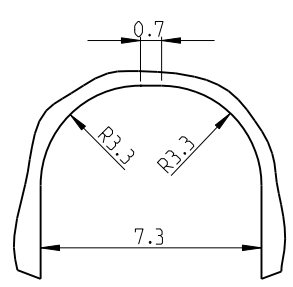
Mass (AL\_STD):

11.1 g

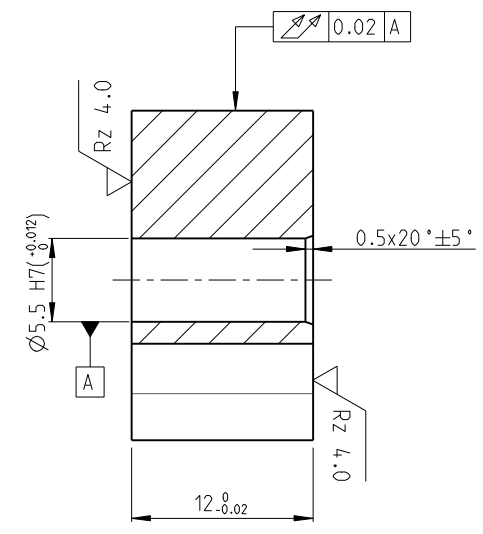
g	file:	ROTOR_TB-DH-RCP_5CELL-B32.DRW	Rev. A.1	1/1
---	-------	-------------------------------	----------	-----



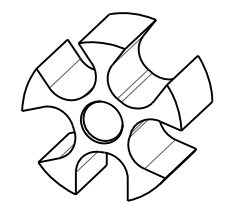
MASSTAB 2:1





DETAIL A  
MASSTAB 4:1

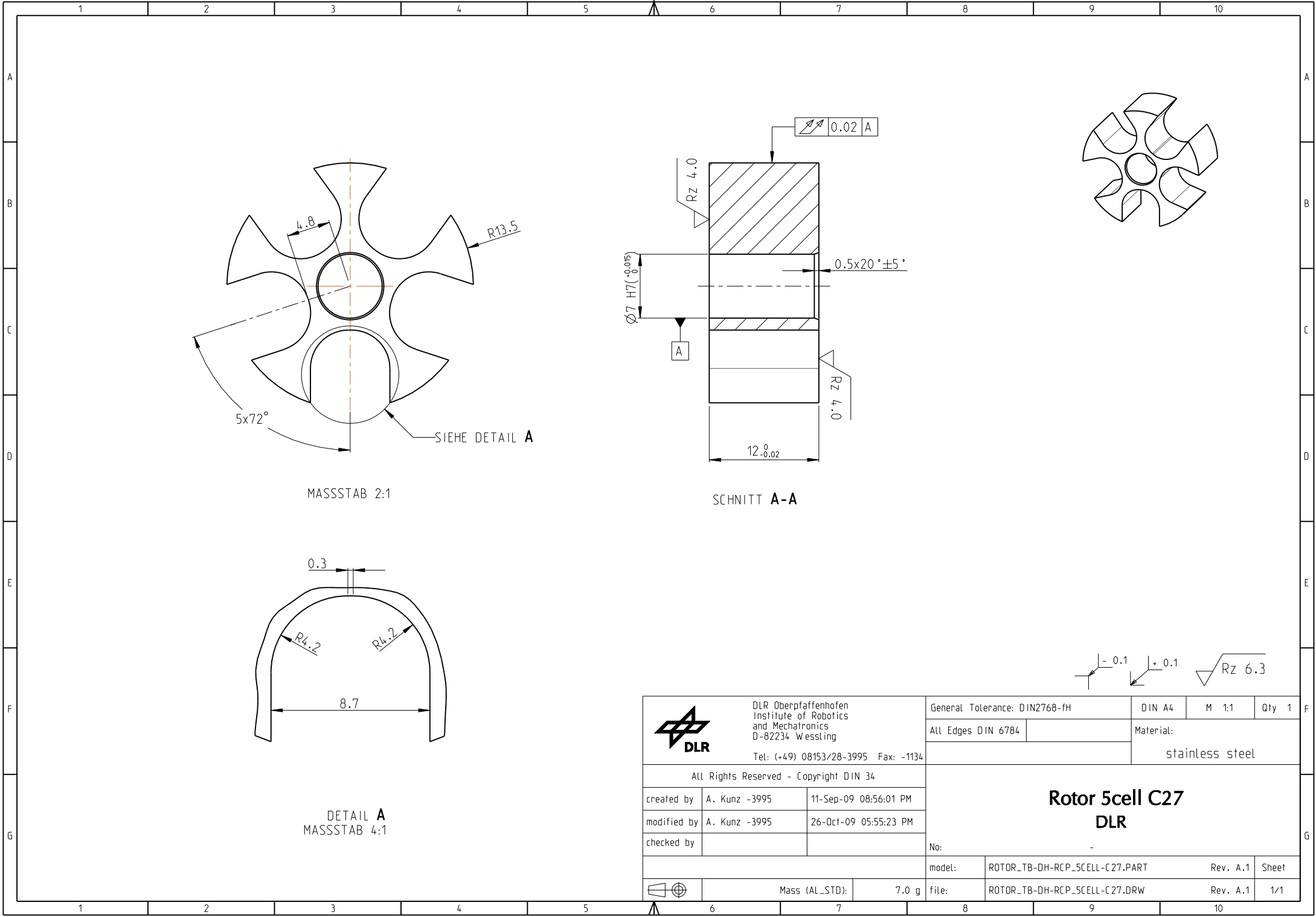


SCHNITT A-A

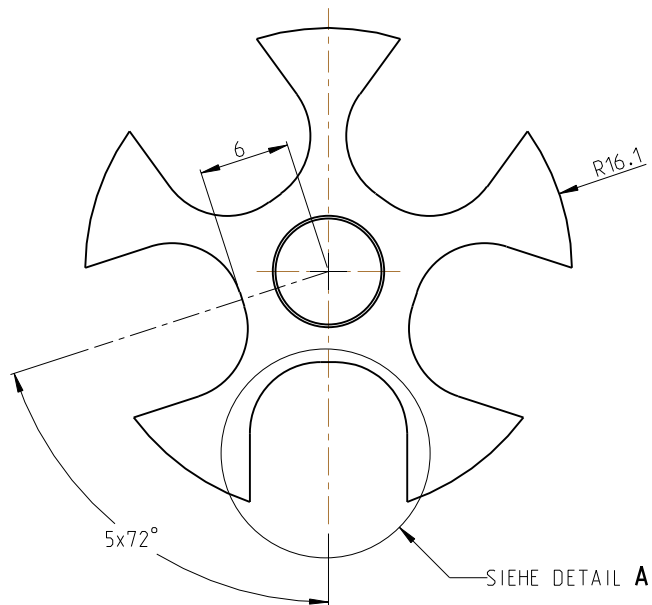


 <div>DLR</div>	DLR Oberpfaffenhofen Institute of Robotics and Mechatronics D-82234 Wessling  Tel: (+49) 08153/28-3995 Fax: -1134		General Tolerance: DIN2768-fH		DIN A4	M 1:1	Qty 1
			All Edges DIN 6784		Material:  stainless steel		
All Rights Reserved - Copyright DIN 34			<div>Rotor 5cell C22</div> <div>DLR</div>				
created by	A. Kunz -3995	11-Sep-09 07:57:28 PM					
modified by	A. Kunz -3995	26-Oct-09 05:39:48 PM					
checked by							
			No: -				
			model:	ROTOR_TB-DH-RCP_5CELL-C22.PART		Rev. A.1	Sheet
	Mass (AL-STD):	5.0 g	file:	ROTOR_TB-DH-RCP_5CELL-C22.DRW		Rev. A.1	1/1

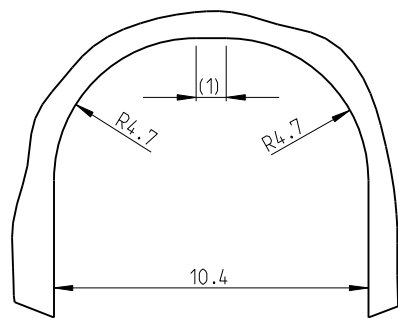




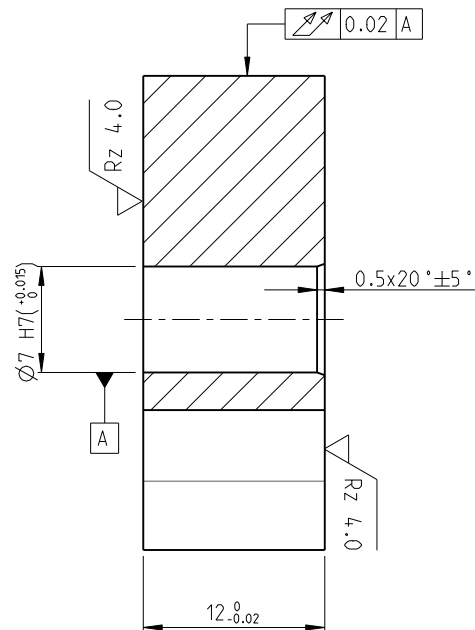
NAMEKUNZ\_AN OBJECT:ROTOR\_TB-DH-RCP\_5CELL-C32 DATE:26-Oct-09 18:03:34



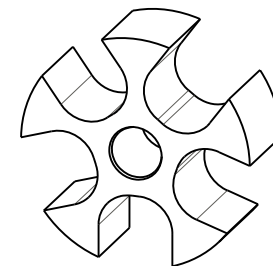
MASSSTAB 2:1





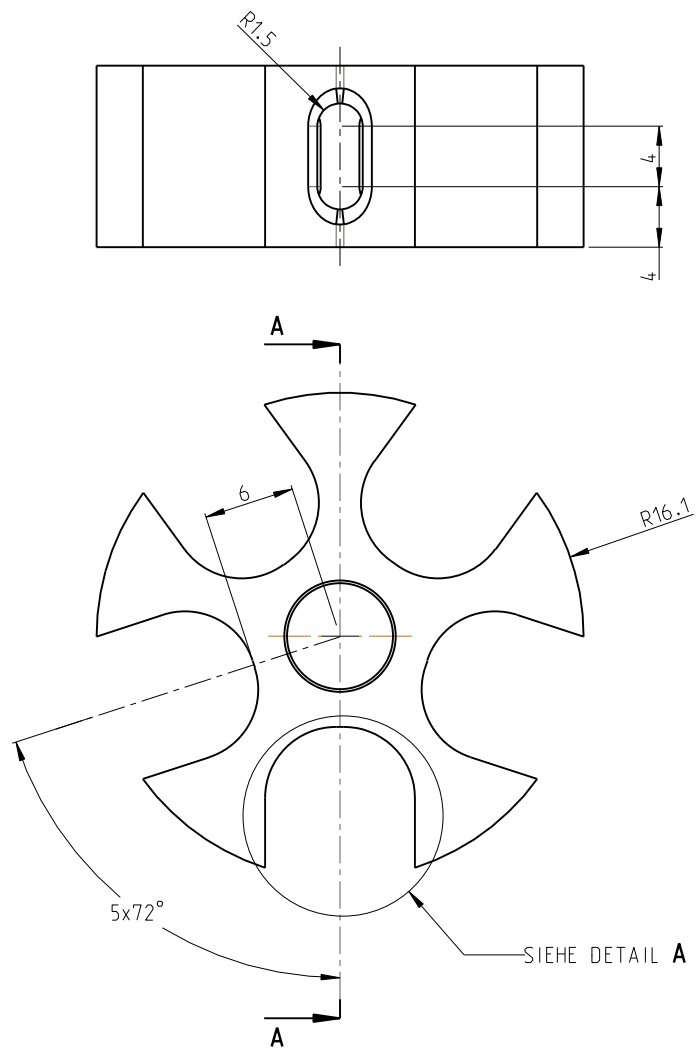
DETAIL A  
MASSSTAB 4:1



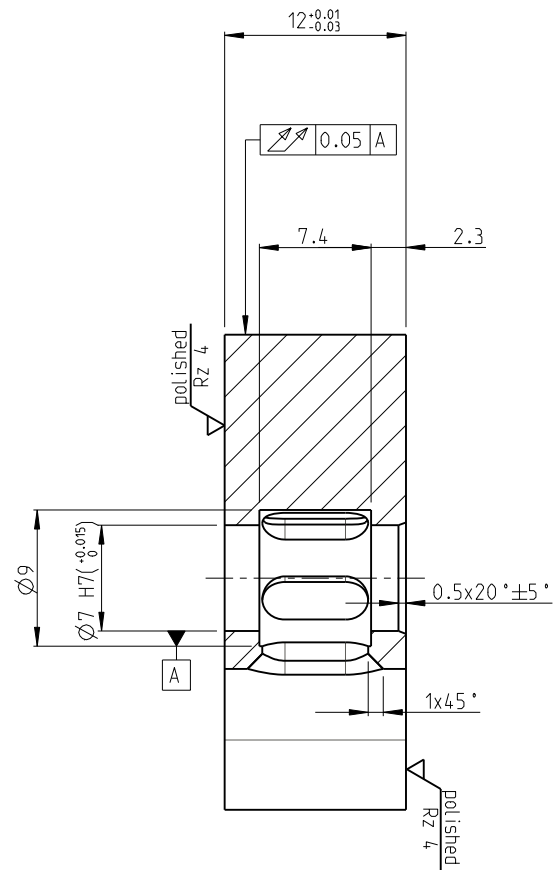
SCHNITT A-A



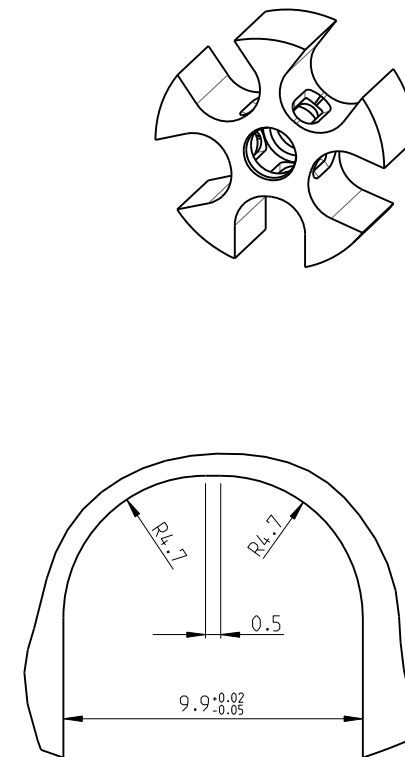
 <div>DLR Oberpfaffenhofen Institute of Robotics and Mechatronics D-82234 Wessling</div> <div>Tel: (+49) 08153/28-3995 Fax: -1134</div>			General Tolerance: DIN2768-fH		DIN A4	M 1:1	Qty 1
			All Edges DIN 6784		Material:  stainless steel		
All Rights Reserved - Copyright DIN 34			<div>Rotor 5cell C32</div> <div>DLR</div>				
created by	A. Kunz -3995	11-Sep-09 01:16:07 PM					
modified by	A. Kunz -3995	26-Oct-09 05:57:36 PM					
checked by							
			No: -				
			model:	ROTOR_TB-DH-RCP_5CELL-C32.PART		Rev. A.1	Sheet
 Mass (AL_STD):			10.7 g	file:	ROTOR_TB-DH-RCP_5CELL-C32.DRW		Rev. A.1 1/1





MASSSTAB 2:1  
transparent view



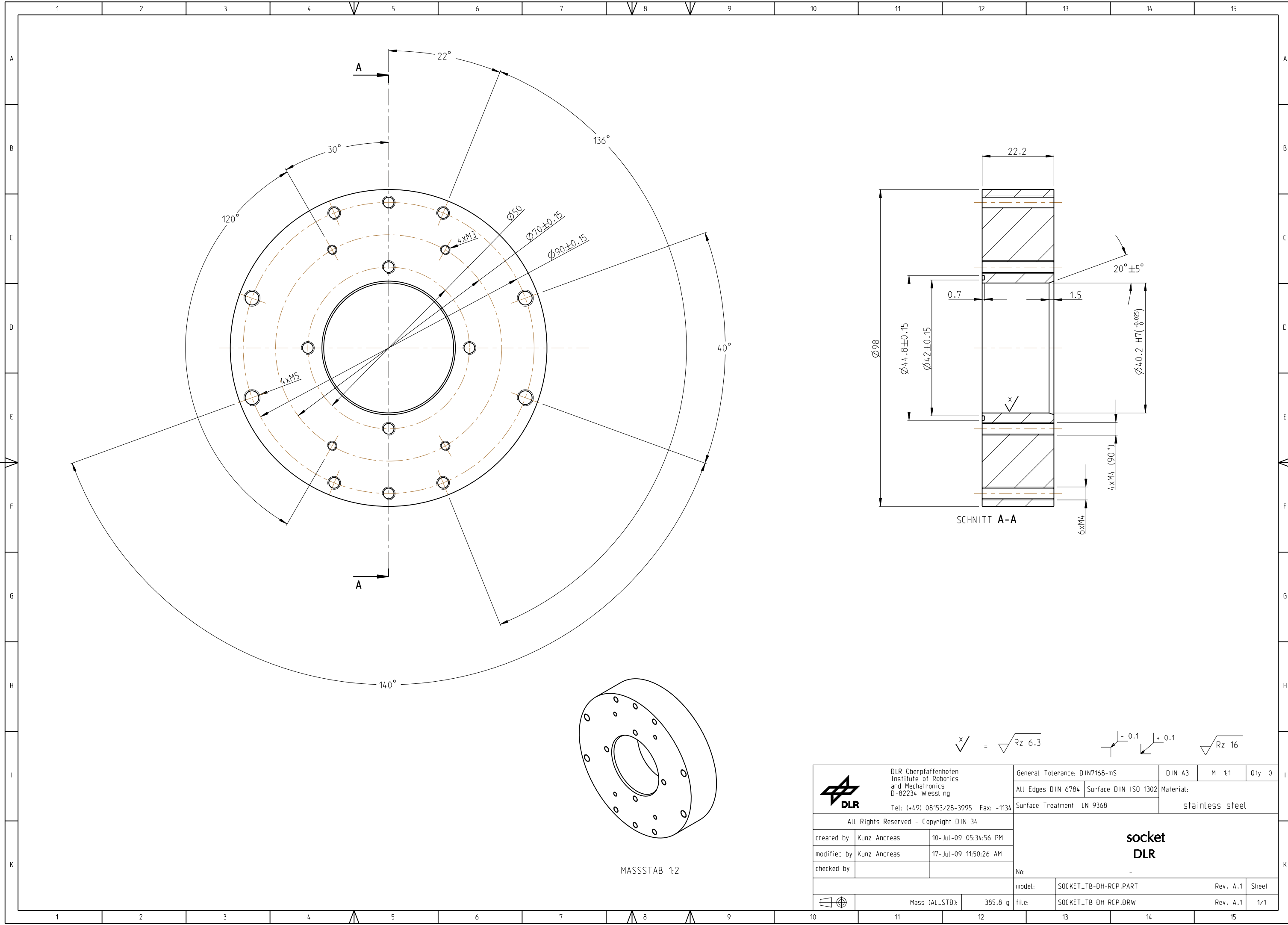
SCHNITT A-A





DETAIL A  
MASSSTAB 4:1

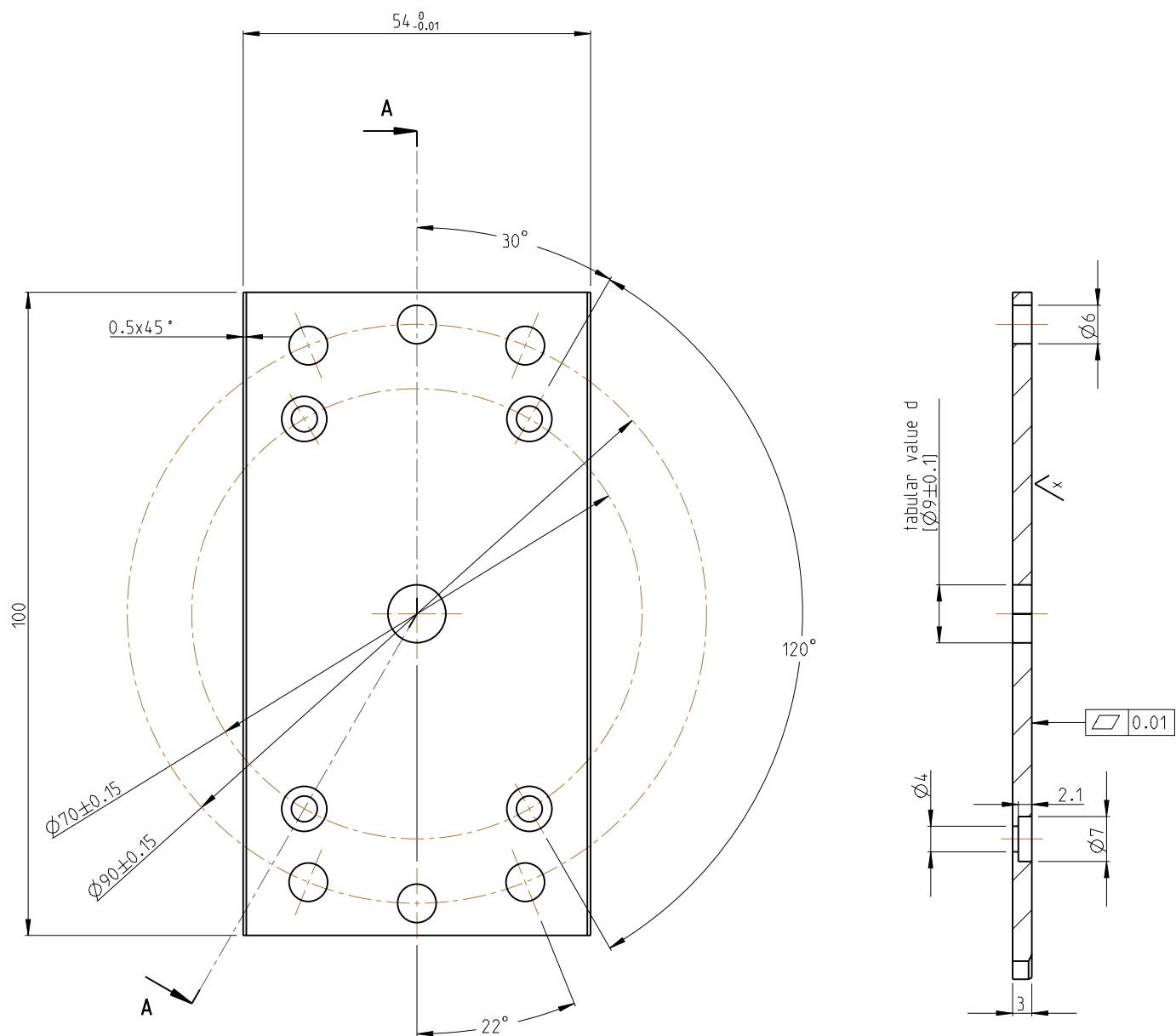
<div></div> <div>DLR Oberpfaffenhofen Institute of Robotics and Mechatronics D-82234 Wessling</div> <div>Tel: (+49) 08153/28-3995 Fax: -1134</div>			General Tolerance: DIN2768-mH		DIN A4	M 1:1	Qty 1
			All Edges DIN 6784		Material:  PMMA transparent		
All Rights Reserved - Copyright DIN 34			<div>Rotor 5cell HSC C32</div> <div>DLR</div>				
created by	A. Kunz -3995	23-Oct-09 04:42:01 PM					
modified by	A. Kunz -3995	27-Oct-09 11:14:15 AM					
checked by							
			No: -				
			model:	ROTOR_TB-DH-RCP_5CELL-HSC-C32.PART		Rev. A.1	Sheet
			file:	ROTOR_TB-DH-RCP_5CELL-HSC-C32.DRW		Rev. A.1	1/1
	Mass (AL_STD):	10.4 g					

NAMEKUNZ\_AN OBJECT:SOCKET\_TB-DH-RCP DATE:17Jul09 11:51:17

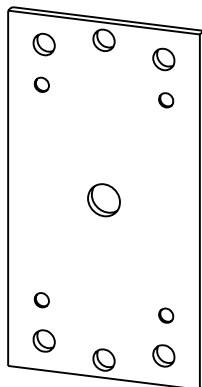


$\sqrt{x}$  =  $\sqrt{Rz 6.3}$   $\sqrt{-0.1}$   $\sqrt{+0.1}$   $\sqrt{Rz 16}$

<div></div> <div>DLR Oberpfaffenhofen Institute of Robotics and Mechatronics D-82234 Weßling</div> <div>Tel: (+49) 08153/28-3995 Fax: -1134</div>			General Tolerance: DIN7168-mS		DIN A3	M 1:1	Qty 0
			All Edges DIN 6784	Surface DIN ISO 1302	Material:  stainless steel		
			Surface Treatment LN 9368				
All Rights Reserved - Copyright DIN 34			<div>socket</div> <div>DLR</div> <div>No: -</div>				
created by	Kunz Andreas	10-Jul-09 05:34:56 PM					
modified by	Kunz Andreas	17-Jul-09 11:50:26 AM					
checked by							
<div></div> <div>Mass (AL_STD):</div> <div>385.8 g</div>			model:	SOCKET_TB-DH-RCP.PART		Rev. A.1	Sheet
			file:	SOCKET_TB-DH-RCP.DRW		Rev. A.1	1/1





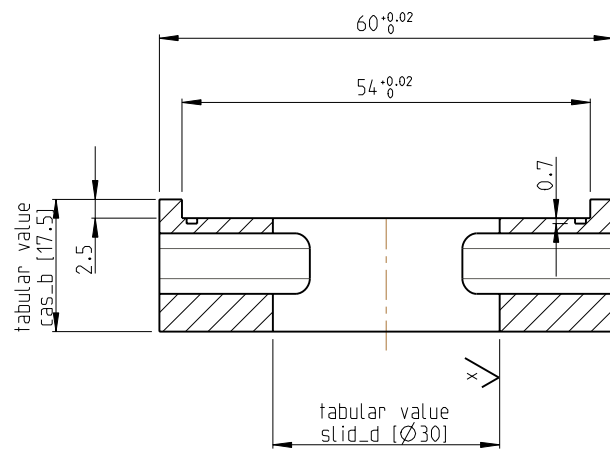
SCHNITT A-A



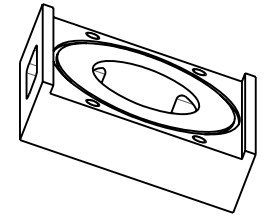
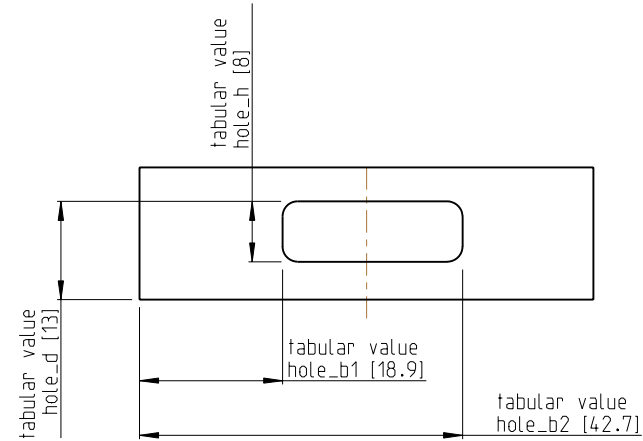
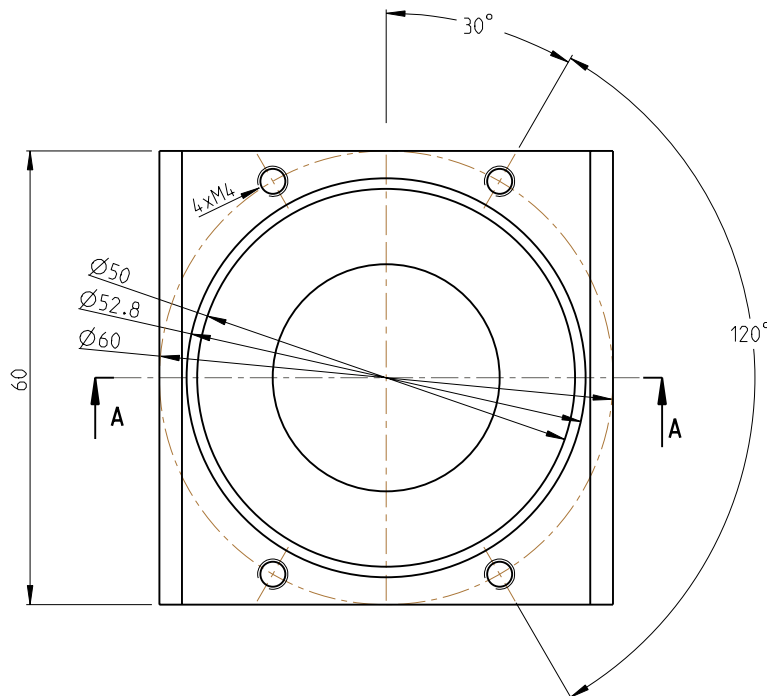
MASSSTAB 1:2

$\sqrt{\text{Rz}} = \sqrt{\text{Rz 4.0}}$   $\sqrt{\text{Rz}} = \sqrt{\text{Rz 16}}$

 <b>DLR</b>	DLR Oberpfaffenhofen Institute of Robotics and Mechatronics D-82234 Weßling		General Tolerance: DIN7168-mS		DIN A4	M 1:1	Qty 0
	Tel: (+49) 08153/28-3995 Fax: -1134		All Edges DIN 6784	Surface DIN ISO 1302	Material:		
			Surface Treatment LN 9368		stainless steel		
ALL RIGHTS RESERVED - Copyright DIN 34			<div>buffer disc</div> <div>DLR</div>				
created by	A. Kunz -3995	16-Jul-09 01:13:14 PM					
modified by	A. Kunz -3995	17-Sep-09 03:30:53 PM					
checked by			No: -				
			model:	BUFFERDISC_TB-DH-RCP.PART		Rev. A.1	Sheet
	Mass (AL-STD):	42.1 g	file:	BUFFERDISC_TB-DH-RCP.DRW		Rev. A.1	1/1



SCHNITT A-A





MASSSTAB 1:2

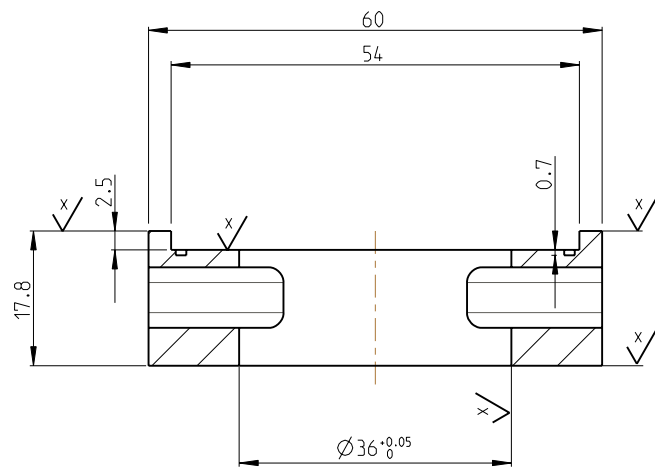
part name	slid_d	tol	tol value	hole_b1	hole_b2	hole_d	cas_b	hole_h
insert casing 25a	Ø25	H7	+0.021 0	20.8	40.5	12	16	8
insert casing 30a	Ø30	H7	+0.021 0	18.9	42.7	13	17.5	8
insert casing 36a	Ø36	H7	+0.025 0	16.7	45.2	13	17.5	8

all non-dimensioned radius R2

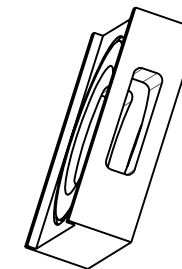
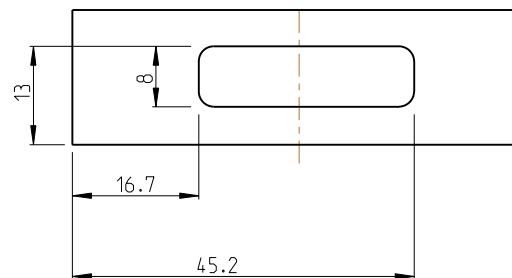
$$\sqrt{\text{Rz } 4.0} \quad \sqrt{\text{Rz } 10}$$

	DLR Oberpfaffenhofen Institute of Robotics and Mechatronics D-82234 Wessling  Tel: (+49) 08153/28-3995    Fax: -1134		General Tolerance: DIN7168-fS		DIN A4	M 1:1	Qty 0
			All Edges DIN 6784	Surface DIN ISO 1302	Material:  stainless steel		
			Surface Treatment LN 9368				
All Rights Reserved - Copyright DIN 34			<div>insert casing</div> <div>DLR</div>				
created by	A. Kunz -3995	15-Jul-09 02:30:56 PM					
modified by	A. Kunz -3995	15-Sep-09 07:45:43 PM					
checked by							
			No: -				
			model:	INSERT_TB-DH-RCP_CASING_GEN.PART		Rev. A.1	Sheet
			file:	INSERT_TB-DH-RCP_CASING.DRW		Rev. A.1	1/1
	Mass (AL_STD):	106.4 g					

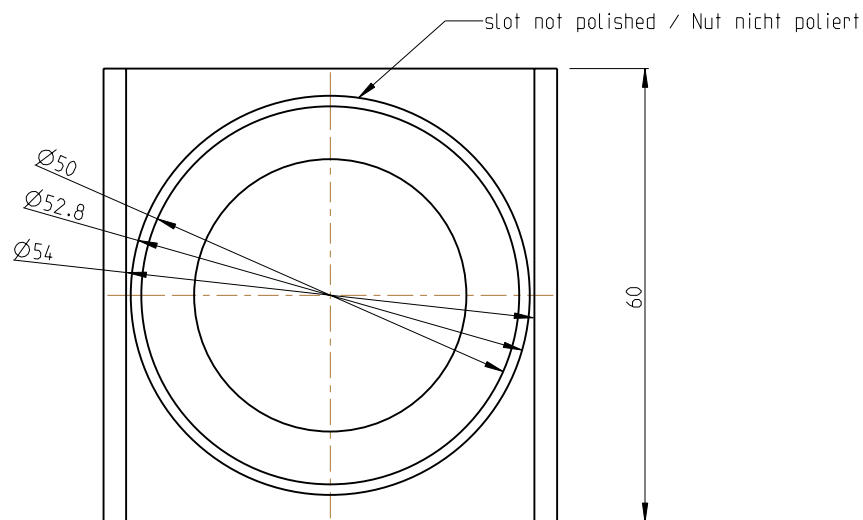
NAMEKUNZ\_AN OBJECT:INSERT\_TB-DH-RCP\_CASING\_36P DATE:25-Sep-09 10:47:16



SCHNITT A-A



MASSSTAB 1:2





transparent view  
(polished surfaces / polierte Oberflächen)

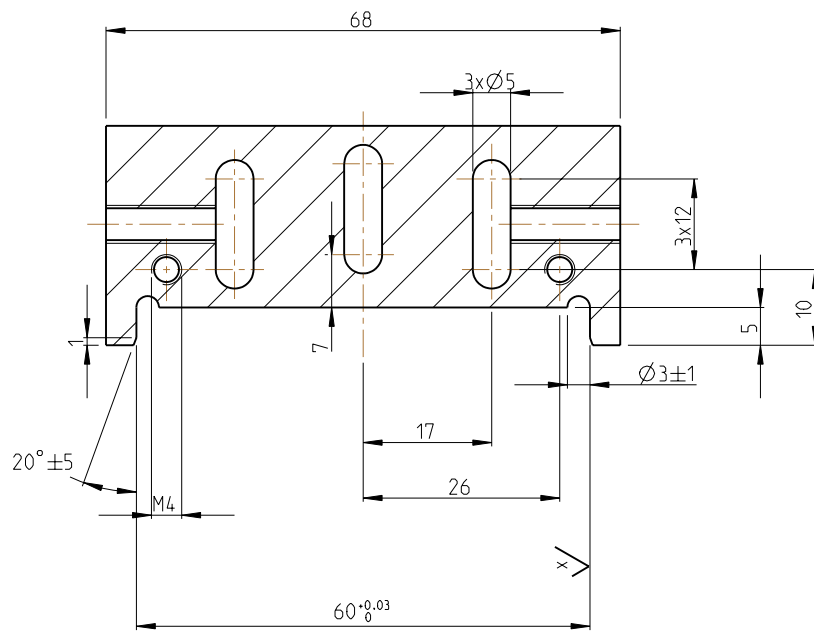
all non-dimensioned radius R2

$\sqrt{x}$  = polished

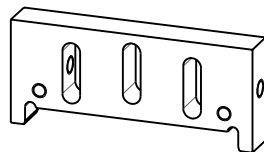
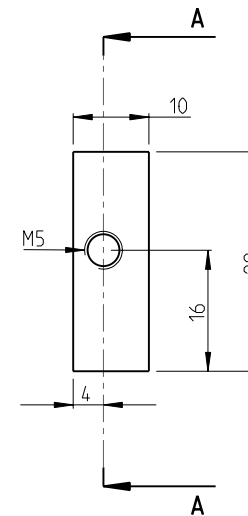
$\sqrt{-0.1}$   $\sqrt{+0.1}$

$\sqrt{Rz 16}$

 DLR	DLR Oberpfaffenhofen Institute of Robotics and Mechatronics D-82234 Wessling		General Tolerance: DIN7168-mK		DIN A4	M 1:1	Qty 0
	Tel: (+49) 08153/28-2400 Fax: -1134		All Edges DIN 6784		Surface DIN ISO 1302		Material:  perspex / Plexiglas
			Surface Treatment LN 9368				
All Rights Reserved - Copyright DIN 34			<div>insert casing 36p</div> <div>DLR</div>				
created by	A. Kunz -3995	11-Sep-09 03:50:17 PM					
modified by	A. Kunz -3995	18-Sep-09 06:21:03 PM					
checked by							
			No: -				
			model:	INSERT_TB-DH-RCP_CASING_36P.PART		Rev. A.1	Sheet
	Mass (AL_STD):	96.6 g	file:	INSERT_TB-DH-RCP_CASING_36P.DRW		Rev. A.1	1/1





SCHNITT A-A



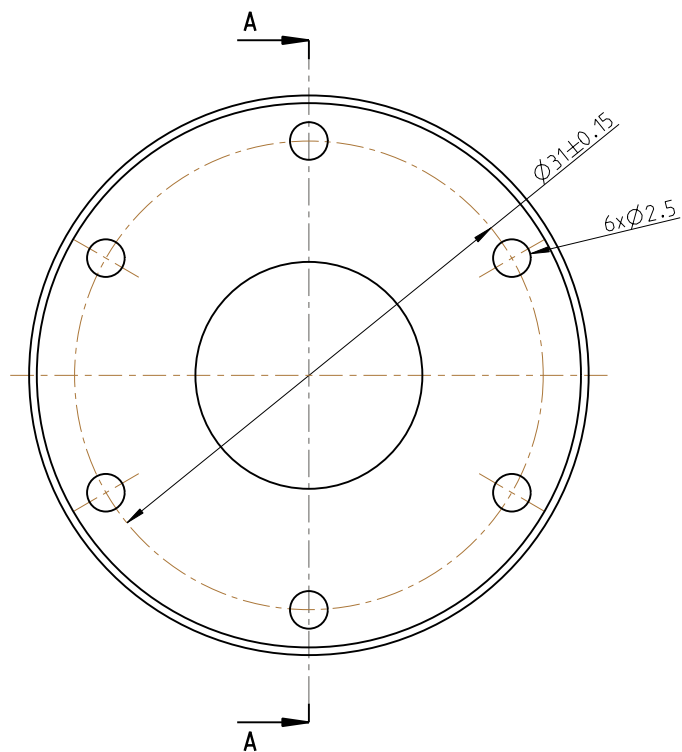
MASSTAB 1:2

✓ = √ Rz 6.3    | - 0.2    | + 0.1    √ Rz 16

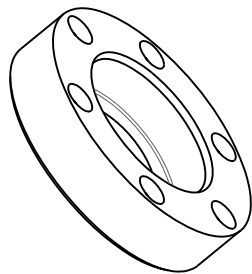
	DLR Oberpfaffenhofen Institute of Robotics and Mechatronics D-82234 Wessling		General Tolerance: DIN7168-mS		DIN A4	M 1:1	Qty 0
	Tel: (+49) 08153/28-3995 Fax: -1134		All Edges DIN 6784	Surface DIN ISO 1302	Material:  stainless steel		
			Surface Treatment LN 9368				
All Rights Reserved - Copyright DIN 34			<div>lock radial for insert</div> <div>DLR</div>				
created by	Kunz Andreas	15-Jul-09 10:42:29 AM					
modified by	Kunz Andreas	22-Jul-09 01:03:33 PM					
checked by							
			No: -				
			model:	LOCK_TB-DH-RCP_INSERT-RAD.PART		Rev. A.1	Sheet
	Mass (AL_STD):	39.0 g	file:	LOCK_TB-DH-RCP_INSERT-RAD.DRW		Rev. A.1	1/1



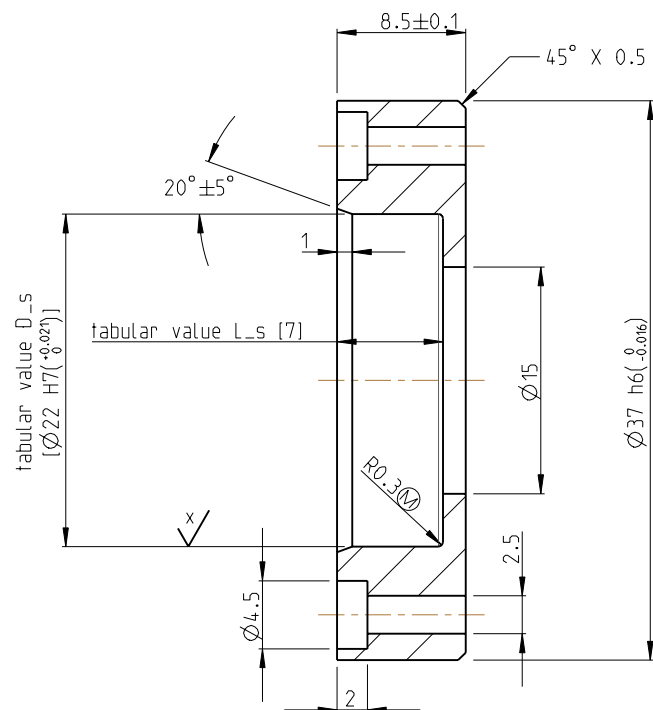




MASSSTAB 2:1



MASSSTAB 1:1



SCHNITT A-A

$\sqrt{x} = \sqrt{Rz 6.3}$   $\sqrt{-0.1}$   $\sqrt{+0.1}$   $\sqrt{Rz 16}$

part name	D_s	tol	tol value	L_s
case for shaftseal 19x7	Ø19	H7	+0.021	7
			0	
case for shaftseal 22x7	Ø22	H7	+0.021	7
			0	



DLR Oberpfaffenhofen  
Institute of Robotics  
and Mechatronics  
D-82234 Weßling

Tel: (+49) 08153/28-3995 Fax: -1134

All Rights Reserved - Copyright DIN 34

created by	Kunz Andreas	10-Jul-09 07:57:05 PM
modified by	Kunz Andreas	16-Jul-09 05:31:00 PM
checked by		

General Tolerance: DIN2768-mK		DIN A4	M 1:1	Qty 0
All Edges DIN 6784	Surface DIN ISO 1302	Material:  stainless steel		
Surface Treatment LN 9368				

case for shaftseal  
DLR

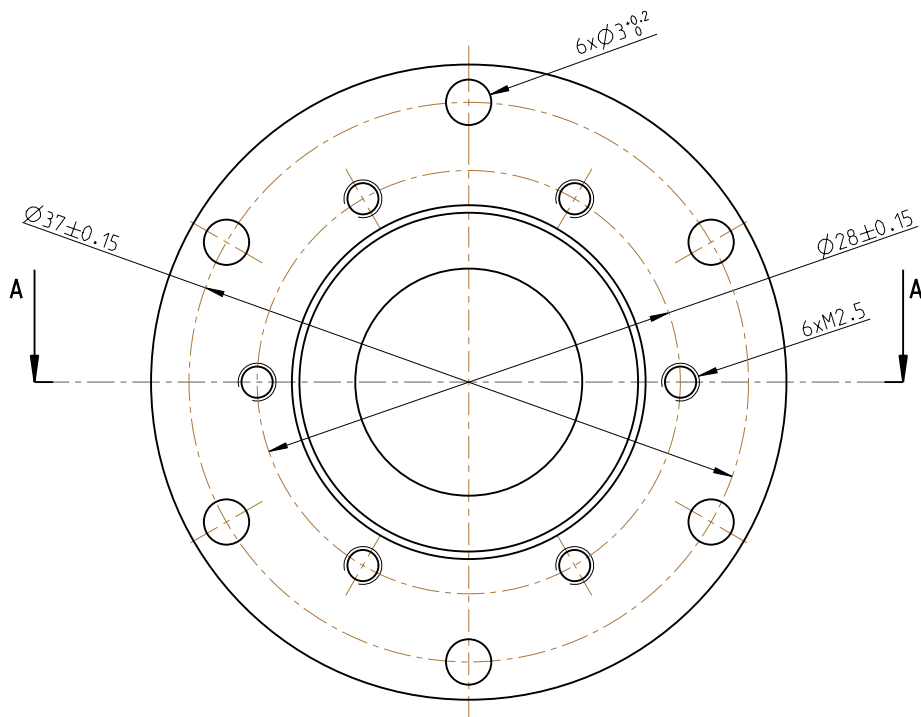
No:	-		
model:	CASE_TB-DH-RCP_SHAFTSEAL.PART	Rev. A.1	Sheet
file:	CASE_TB-DH-RCP_SHAFTSEAL.DRW	Rev. A.1	1/1



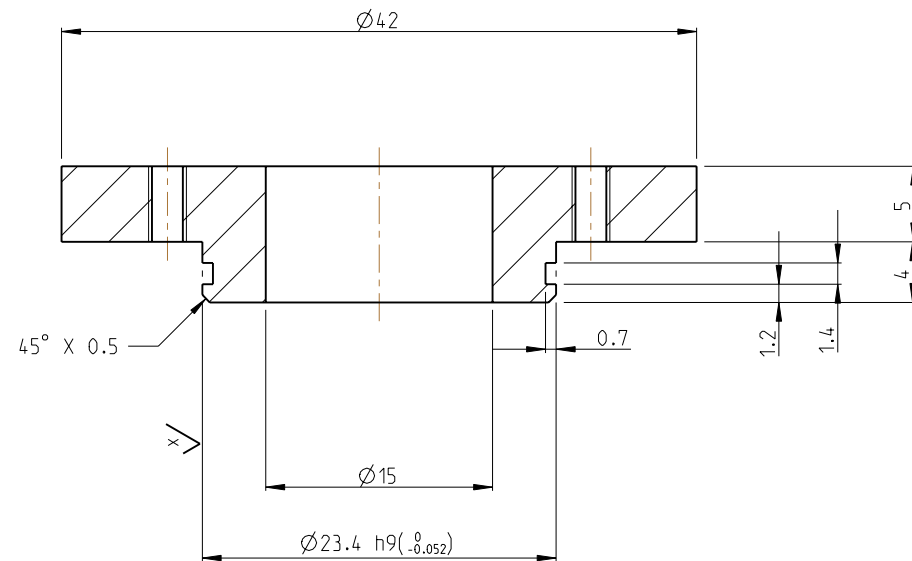
Mass (AL\_STD):

16.5 g

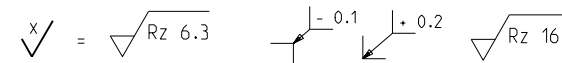
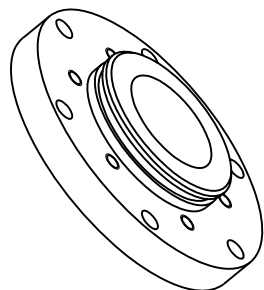
NAMEKUNZ\_AN OBJECT:CAP\_TB-DH-RCP\_BCASE DATE:21-Jul-09 13:16:06





MASSSTAB 2:1

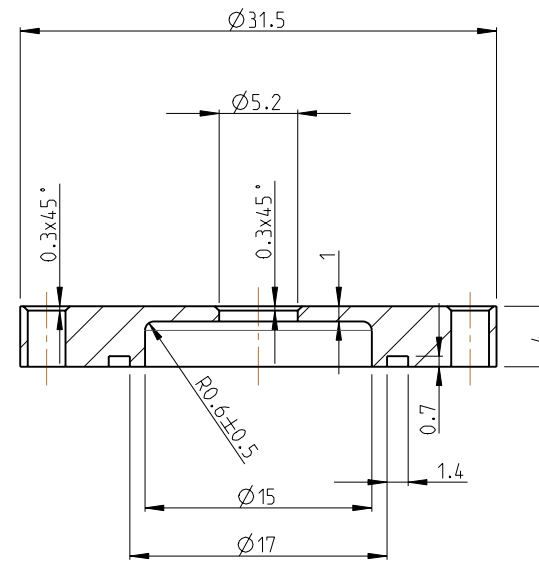
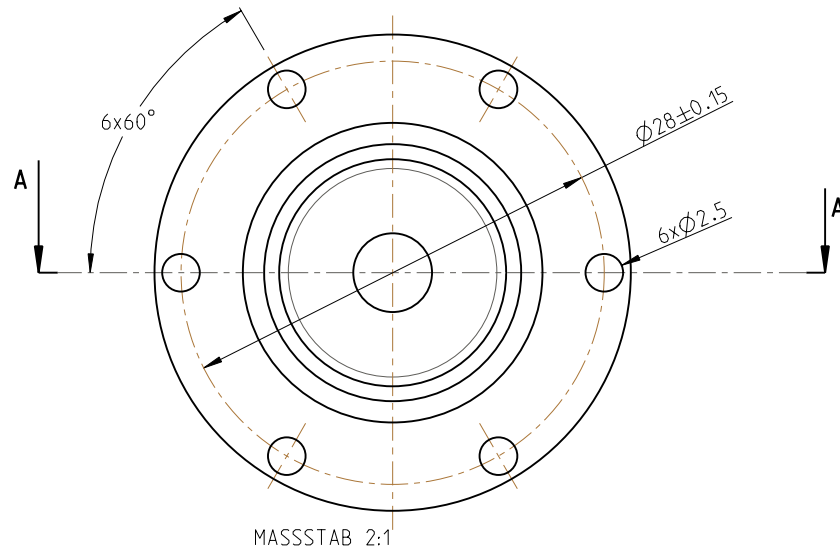


SCHNITT A-A

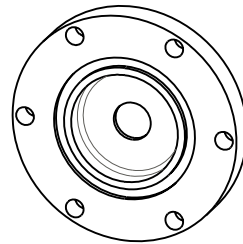




 DLR Oberpfaffenhofen Institute of Robotics and Mechatronics D-82234 Wessling  Tel: (+49) 08153/28-3995 Fax: -1134			General Tolerance: DIN2768-mK		DIN A4	M 1:1	Qty 0
			All Edges DIN 6784		Surface DIN ISO 1302	Material:  aluminium	
			Surface Treatment LN 9368				
All Rights Reserved - Copyright DIN 34			<div>cap for bearing case</div> <div>DLR</div>				
created by	Kunz Andreas	10-Jul-09 05:20:33 PM					
modified by	Kunz Andreas	17-Jul-09 02:10:38 PM					
checked by							
			No: -				
			model:	CAP_TB-DH-RCP_BCASE.PART		Rev. A.1	Sheet
 Mass (AL_STD):			19.0 g	file:	CAP_TB-DH-RCP_BCASE.DRW		Rev. A.1 1/1

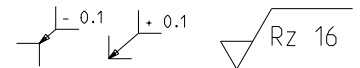
NAMEKUNZ\_AN OBJECT:COVERPLATE\_TB-DH-RCP-BS DATE:16-Jul-09 17:43:05

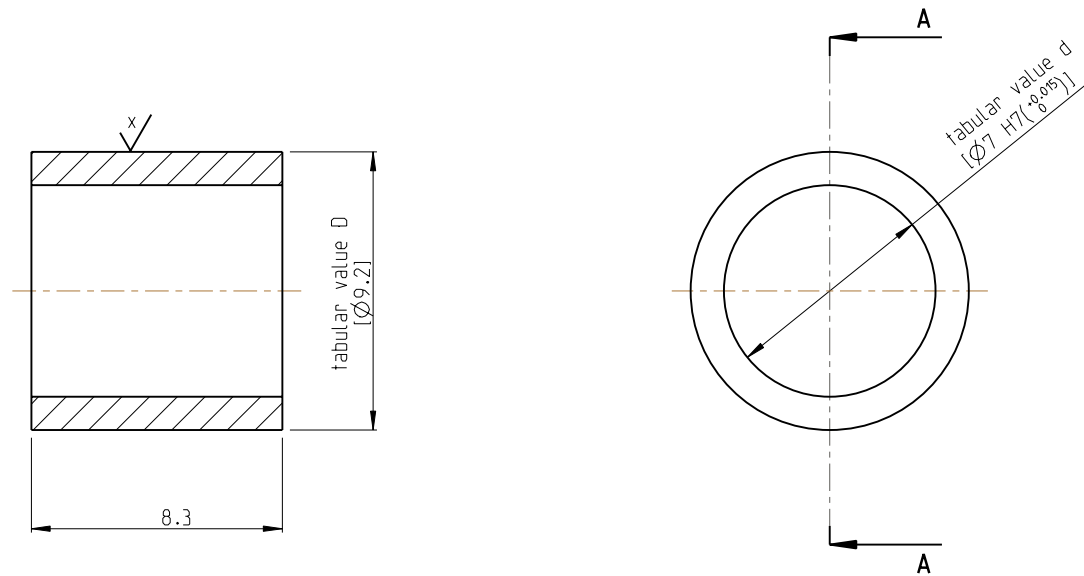


SCHNITT A-A

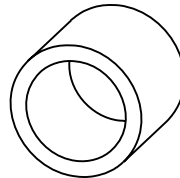


	DLR Oberpfaffenhofen Institute of Robotics and Mechatronics D-82234 Wessling		General Tolerance: DIN2768-mK		DIN A4	M 1:1	Qty 0
	Tel: (+49) 08153/28-3995 Fax: -1134		All Edges DIN 6784	Surface DIN ISO 1302	Material:  aluminium		
			Surface Treatment LN 9368				
All Rights Reserved - Copyright DIN 34			<div>coverplate DLR</div>				
created by	Kunz Andreas	10-Jul-09 04:44:51 PM					
modified by	Kunz Andreas	10-Jul-09 04:58:28 PM					
checked by							
			No: -				
			model:	COVERPLATE_TB-DH-RCP-BS.PART		Rev. A.1	Sheet
	Mass (AL_STD):	6.8 g	file:	COVERPLATE_TB-DH-RCP-BS.DRW		Rev. A.1	1/1







SCHNITT A-A



MASSSTAB 2:1

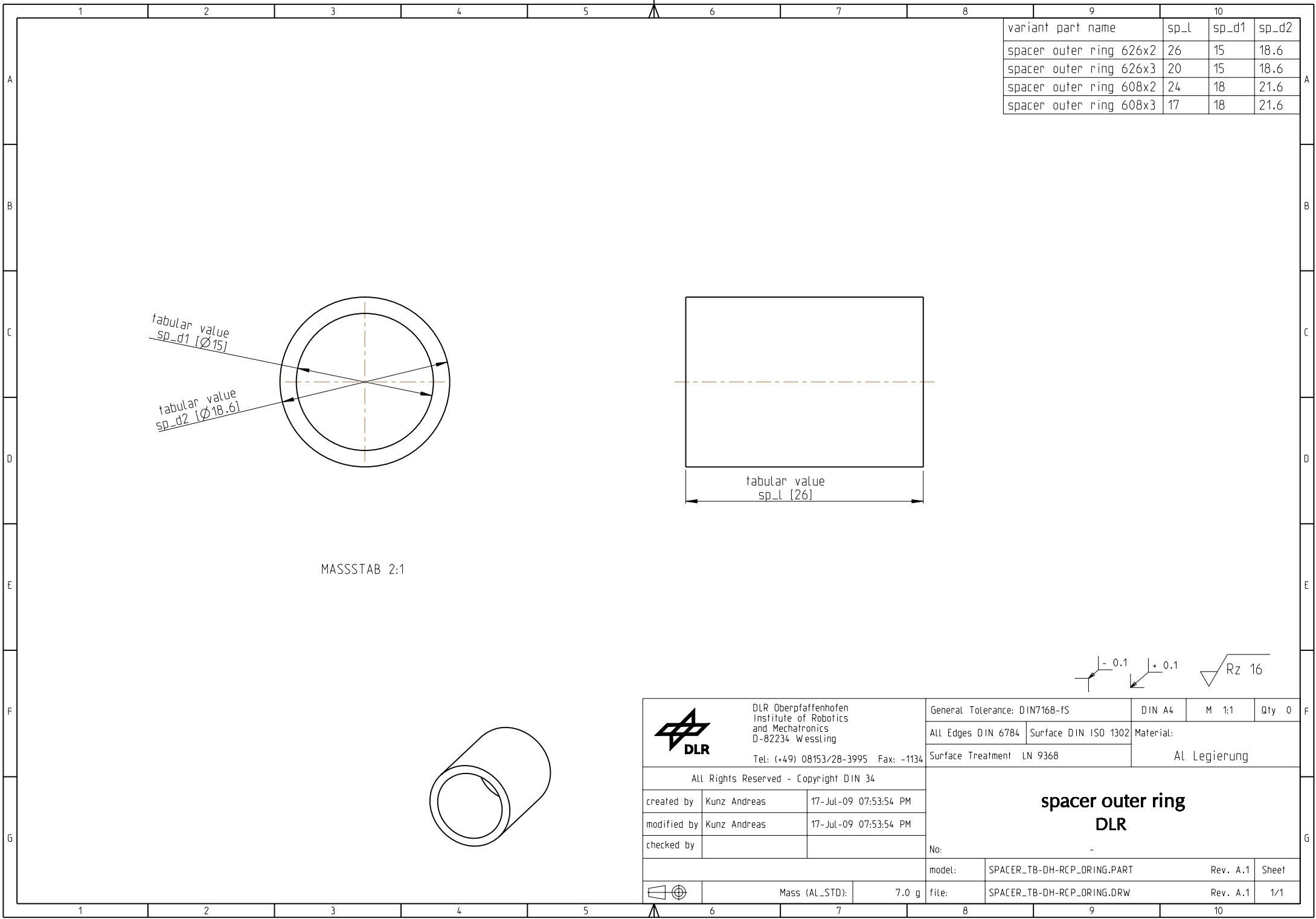
$\sqrt{x/}$  =  $\sqrt{\text{twist-free(drallfrei)}}$   $\sqrt{Rz 4}$   $\sqrt{-0.2}$   $\sqrt{+0.2}$   $\sqrt{Rz 6.3}$

version part name	D	d
slide ring 9.2x7	9.2	7
slide ring 9.1x7	9.1	7
slide ring 9.0x7	9.0	7
slide ring 9.2x8	9.2	8
slide ring 9.1x8	9.1	8
slide ring 9.0x8	9.0	8

 DLR Oberpfaffenhofen Institute of Robotics and Mechatronics D-82234 Wessling Tel: (+49) 08153/28-2400 Fax: -1134	General Tolerance: DIN2768-mH		DIN A4	M 4:1	Qty 0	
	All Edges DIN 6784	Surface DIN ISO 1302	Material:			
	Surface Treatment LN 9368		stainless steel			
All Rights Reserved - Copyright DIN 34		<div>slide ring</div> <div>DLR</div>				
created by	A. Kunz -3995					21-Sep-09 10:11:02 AM
modified by	A. Kunz -3995					23-Sep-09 05:43:56 PM
checked by						
		No:	-			
		model:	SLIDERING_TB-DH-RCP.PART		Rev. A.1 Sheet	
	Mass (AL_STD):	0.7 g	file:	SLIDERING_TB-DH-RCP.DRW	Rev. A.1 1/1	



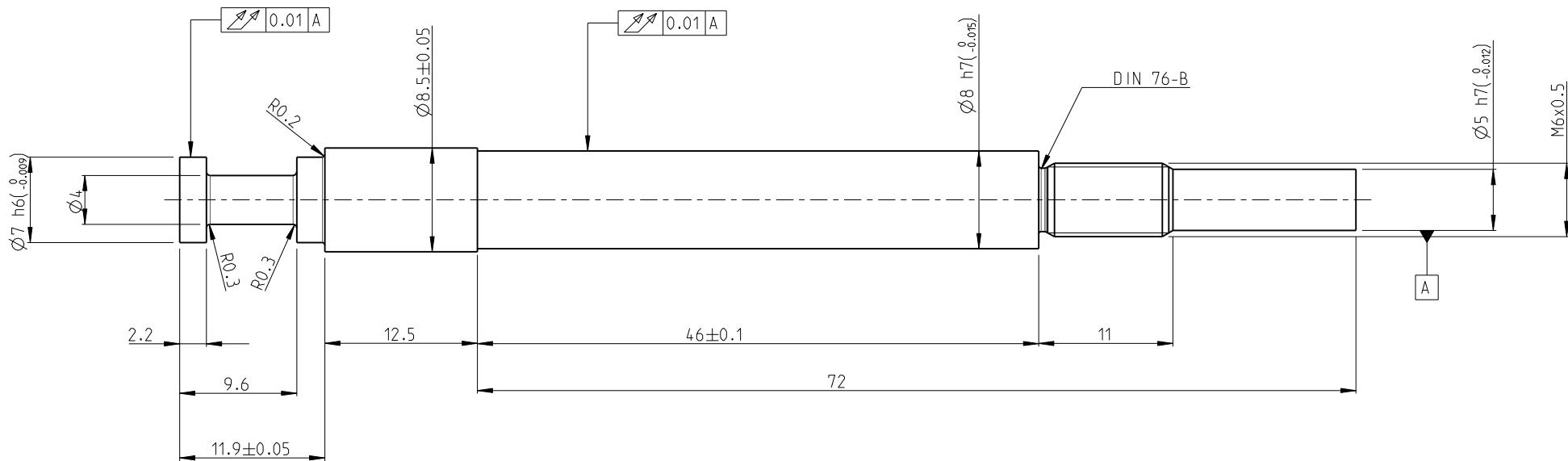
NAMEKUNZ\_AN OBJECT:SPACER\_TB-DH-RCP\_ORING DATE:18-Sep-09 15:48:15









NAMEKUNZ\_AN OBJECT:SHAFT\_TB-DH-RCP\_608-HSC DATE:24-Nov-09 15:16:06



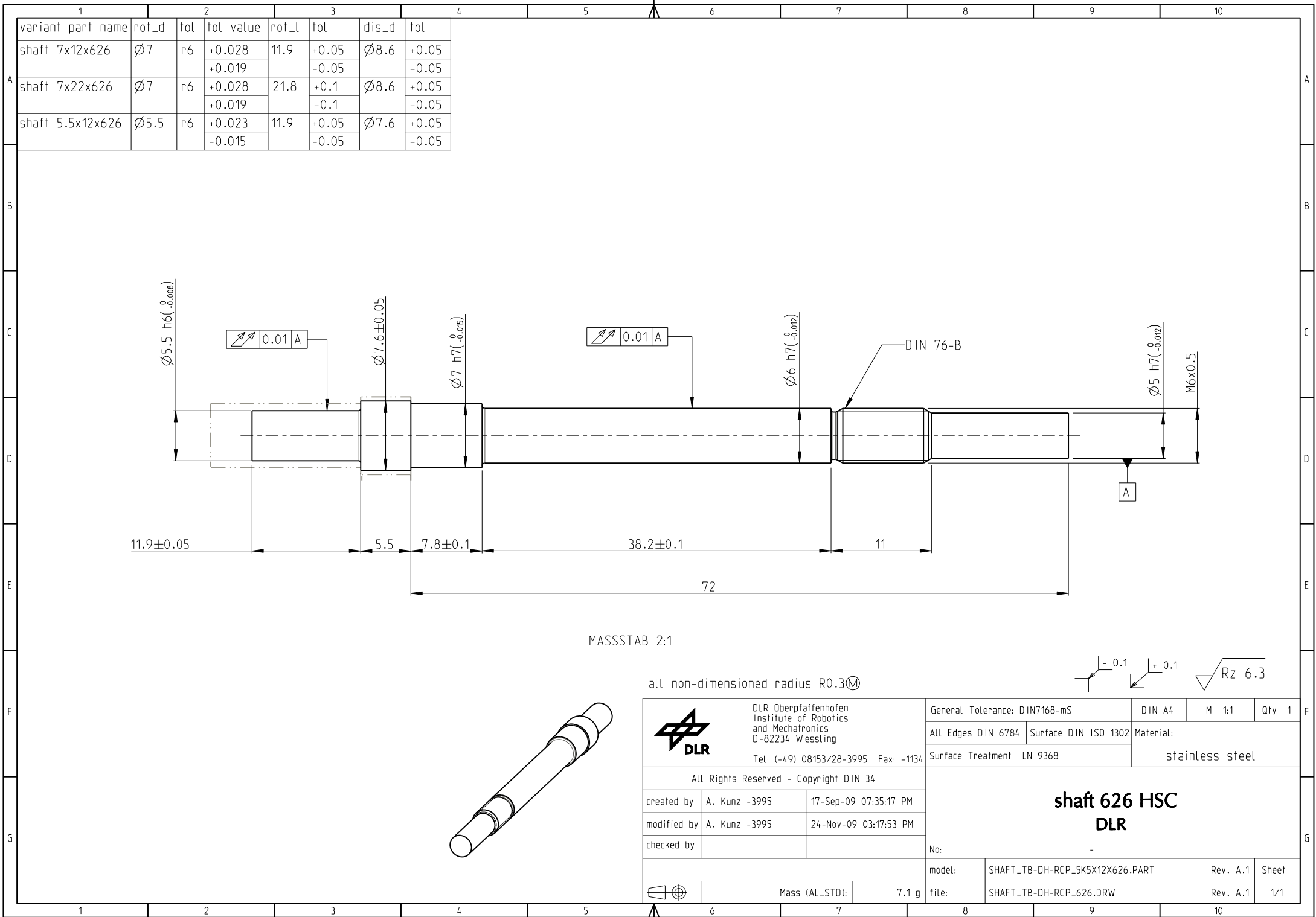
MASSSTAB 2:1

Zentrierbohrungen möglich

$\begin{matrix} \swarrow & \searrow \\ -0.1 & +0.1 \end{matrix}$   $\sqrt{Rz\ 6.3}$

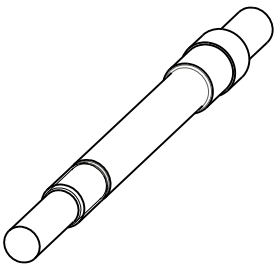
<div></div> <div>DLR Oberpfaffenhofen Institute of Robotics and Mechatronics D-82234 Wessling</div> <div>Tel: (+49) 08153/28-3995 Fax: -1134</div>			General Tolerance: DIN2768-mH		DIN A4	M 1:1	Qty 1	
			All Edges DIN 6784		Material:			
					stainless steel			
All Rights Reserved - Copyright DIN 34			<div>shaft 608 HSC</div> <div>DLR</div>					
created by	A. Kunz -3995	30-Oct-09 10:12:38 AM						
modified by	A. Kunz -3995	30-Oct-09 06:01:38 PM						
checked by								
			No: -					
			model:	SHAFT_TB-DH-RCP_7X12X608-HSC.PART		Rev. A.1	Sheet	
	Mass (AL_STD):	11.1 g	file:	SHAFT_TB-DH-RCP_608-HSC.DRW		Rev. A.1	1/1	



NAMEKUNZ\_AN OBJECT:SHAFT\_TB-DH-RCP\_626 DATE:24-Nov-09 15:19:07

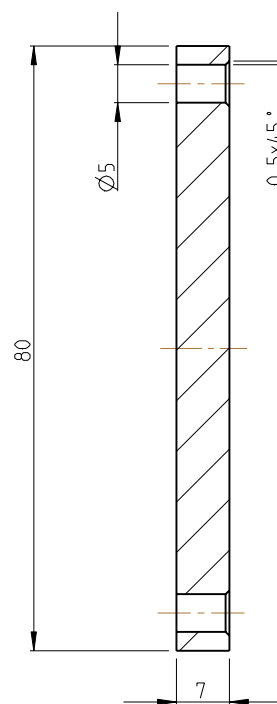
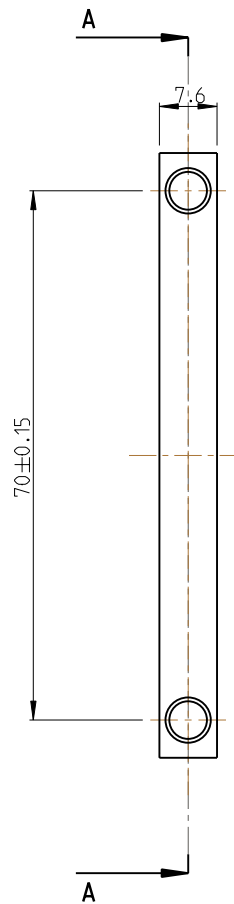


MASSSTAB 2:1

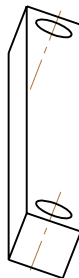
all non-dimensioned radius R0.3



 DLR Oberpfaffenhofen Institute of Robotics and Mechatronics D-82234 Wessling Tel: (+49) 08153/28-3995 Fax: -1134	General Tolerance: DIN7168-mS		DIN A4	M 1:1	Qty 1		
	All Edges DIN 6784	Surface DIN ISO 1302	Material:				
	Surface Treatment LN 9368		stainless steel				
All Rights Reserved - Copyright DIN 34		<div>shaft 626 HSC</div> <div>DLR</div> <div>No: -</div>					
created by	A. Kunz -3995					17-Sep-09 07:35:17 PM	
modified by	A. Kunz -3995					24-Nov-09 03:17:53 PM	
checked by							
		model:	SHAFT_TB-DH-RCP_5K5X12X626.PART		Rev. A.1	Sheet	
	Mass (AL_STD):	7.1 g	file:	SHAFT_TB-DH-RCP_626.DRW		Rev. A.1	1/1



SCHNITT A-A



DLR Oberpfaffenhofen  
Institute of Robotics  
and Mechatronics  
D-82234 Weßling

Tel: (+49) 08153/28-3995 Fax: -1134

All Rights Reserved - Copyright DIN 34

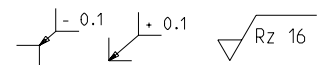
created by	Kunz Andreas	15-Jul-09 03:04:06 PM
modified by	Kunz Andreas	17-Jul-09 02:15:28 PM
checked by		



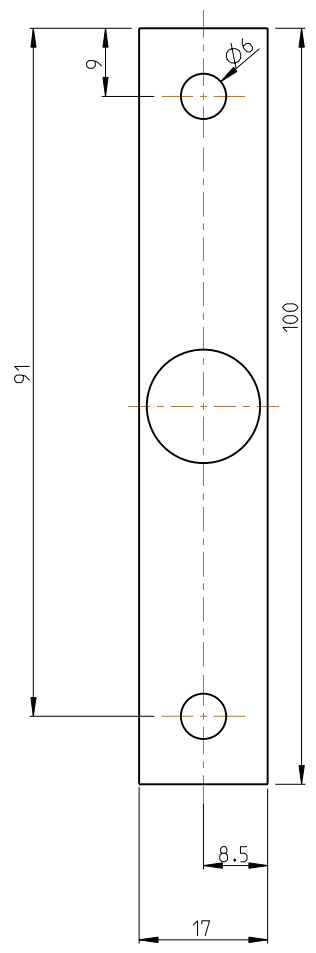
Mass (AL\_STD):

11.3 g

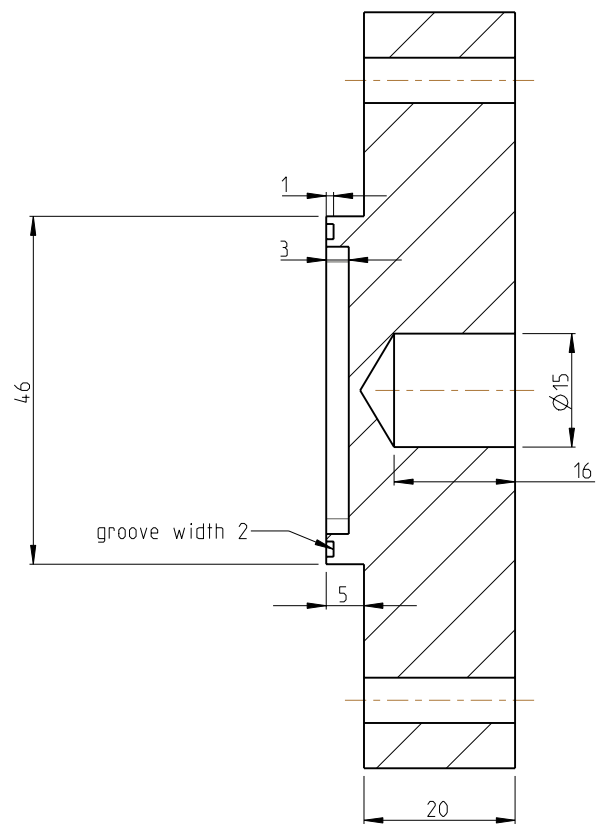
General Tolerance: DIN2768-mK		DIN A4	M 1:1	Qty 0
All Edges DIN 6784	Surface DIN ISO 1302	Material:  S235JRG1		
Surface Treatment LN 9368				
<div>lock axial for insert</div> <div>DLR</div>				
No: -				
model:	LOCK_TB-DH-RCP_INSERT-AX.PART		Rev. A.1	Sheet
file:	LOCK_TB-DH-RCP_INSERT-AX.DRW		Rev. A.1	1/1



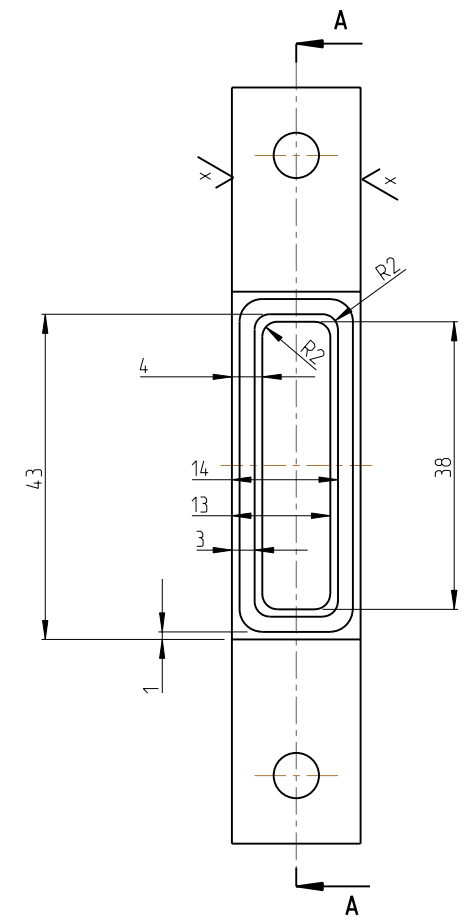
NAMEKUNZ\_AN OBJECT:ADAPTER\_TB-DH-RCP\_TUBE DATE:22-Jul-09 17:12:44



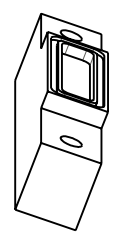
FRONT 1:1



SCHNITT A-A (transparent view)





MASSSTAB 1:1

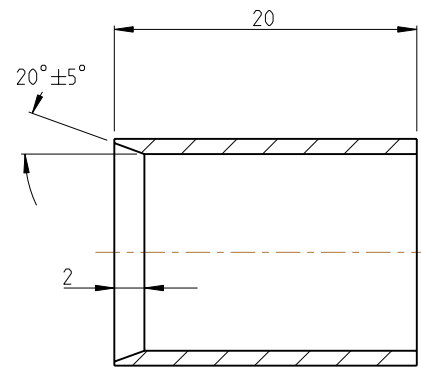
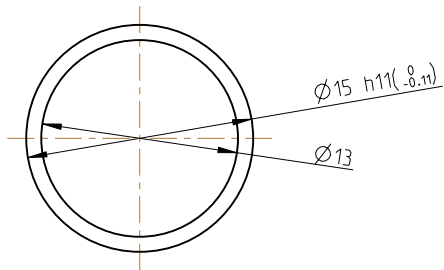


= transparent surface

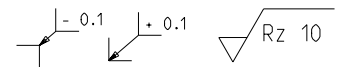
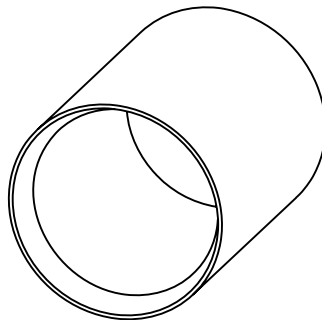
- 0.1 + 0.1



<div></div> <div>DLR Oberpfaffenhofen Institute of Robotics and Mechatronics D-82234 Wessling</div> <div>Tel: (+49) 08153/28-3995 Fax: -1134</div>			General Tolerance: DIN2786-mK		DIN A4	M 1:2	Qty 0
			All Edges DIN 6784	Surface DIN ISO 1302	Material:  PMMA		
All Rights Reserved - Copyright DIN 34			<div>adapter tube</div> <div>DLR</div>				
created by	Kunz Andreas	22-Jul-09 01:50:05 PM					
modified by	Kunz Andreas	22-Jul-09 05:01:01 PM					
checked by							
			No: -				
			model:	ADAPTER_TB-DH-RCP_TUBE.PART		Rev. A.1	Sheet
<div></div> Mass (AL_STD):			92.4 g	file:	ADAPTER_TB-DH-RCP_TUBE.DRW		Rev. A.1 1/1

NAMEKUNZ\_AN OBJECT:0000156494 DATE:06-Aug-09 14:45:58

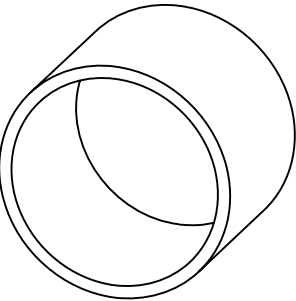
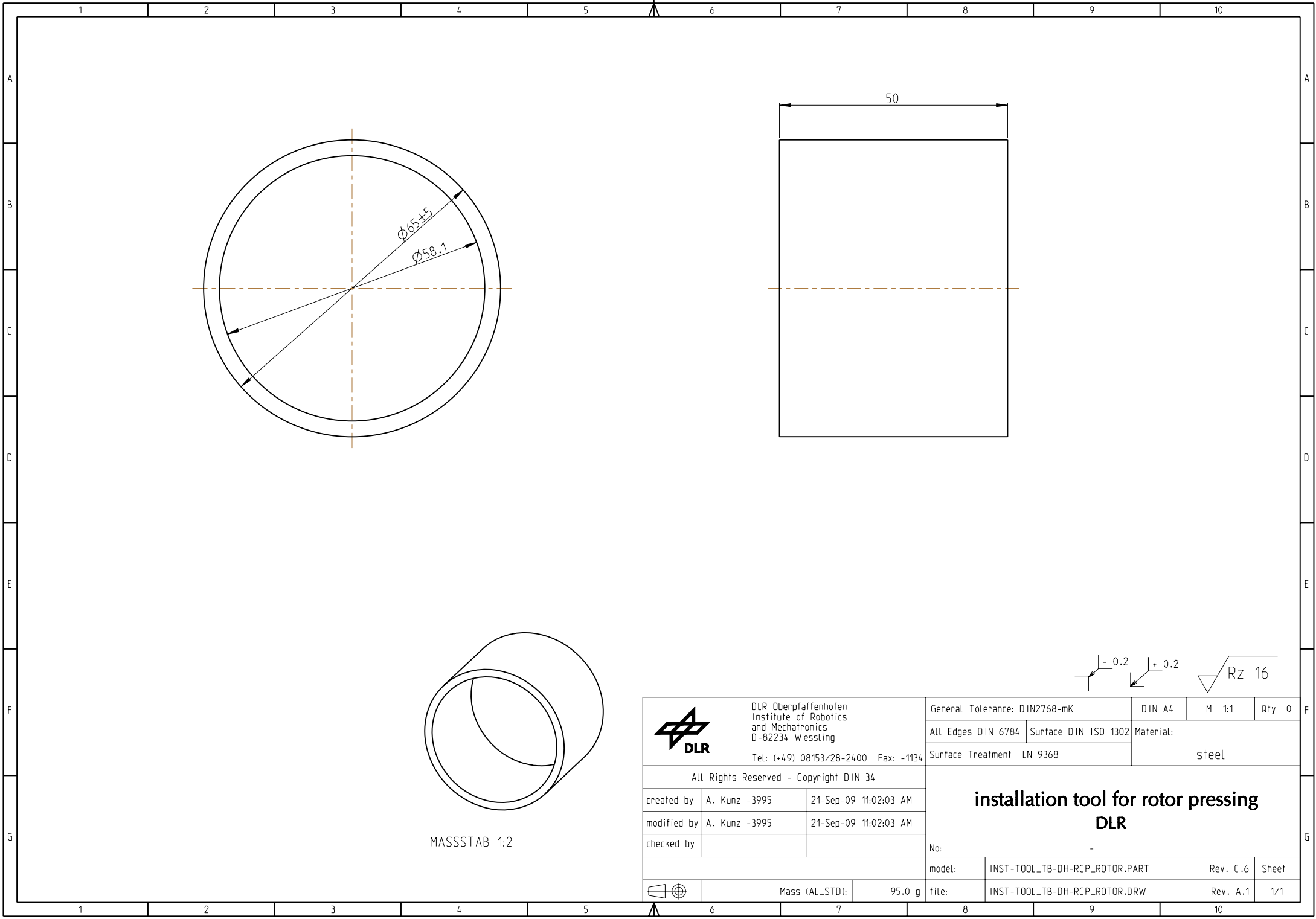


SCHNITT A-A



<div></div> <div>DLR Oberpfaffenhofen Institute of Robotics and Mechatronics D-82234 Wessling</div> <div>Tel: (+49) 08153/28-2400 Fax: -1134</div>			General Tolerance: DIN7168-mK		DIN A4	M 2:1	Qty 0
			All Edges DIN 6784	Surface DIN ISO 1302	Material:  Al Legierung		
			Surface Treatment LN 9368				
All Rights Reserved - Copyright DIN 34			<div>tube</div> <div>DLR</div>				
created by	Kunz Andreas	06-Aug-09 01:36:43 PM					
modified by	Kunz Andreas	06-Aug-09 02:40:08 PM					
checked by							
			No: -				
			model:	TUBE_TB-DH-RCP-TC.PART		Rev. A.1	Sheet
	Mass (AL STD):	2.5 g	file:	0000156494.DRW		Rev. A.1	1/1

NAME:KUNZ\_AN OBJECT:INST-TOOL\_TB-DH-RCP\_ROTOR DATE:21-Sep-09 11:04:09



MASSSTAB 1:2



DLR Oberpfaffenhofen  
Institute of Robotics  
and Mechatronics  
D-82234 Wessling  
Tel: (+49) 08153/28-2400 Fax: -1134

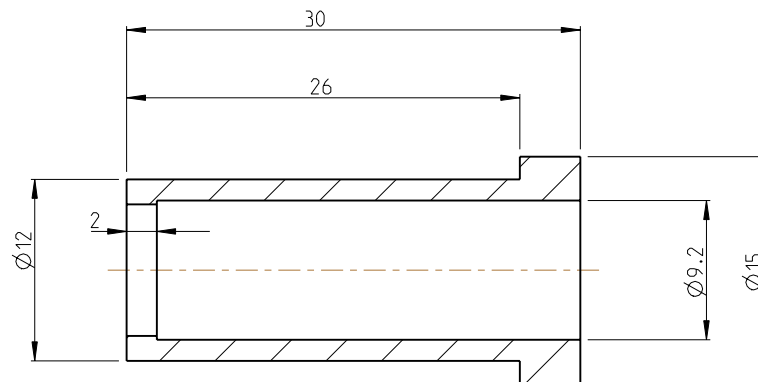
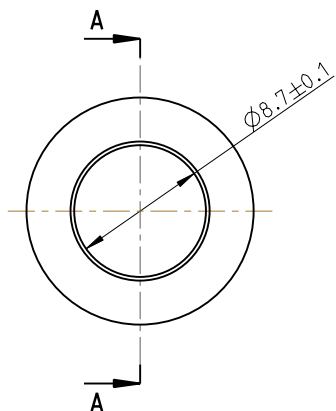


Mass (AL\_STD): 95.0 g

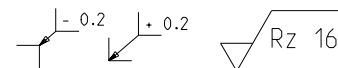
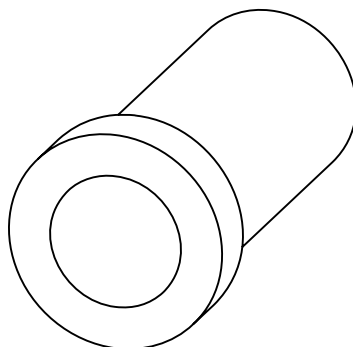
General Tolerance: DIN2768-mK		DIN A4	M 1:1	Qty 0
All Edges DIN 6784	Surface DIN ISO 1302	Material:  steel		
Surface Treatment LN 9368				
<div>installation tool for rotor pressing</div> <div>DLR</div>				
No: -				
model:	INST-TOOL_TB-DH-RCP_ROTOR.PART		Rev. C.6	Sheet
file:	INST-TOOL_TB-DH-RCP_ROTOR.DRW		Rev. A.1	1/1



installation tool for rotor pressing  
DLR

NAMEKUNZ\_AN OBJECT:INST-TOOL\_TB-DH-RCP\_SLIDE-RING DATE:24-Sep-09 20:37:04

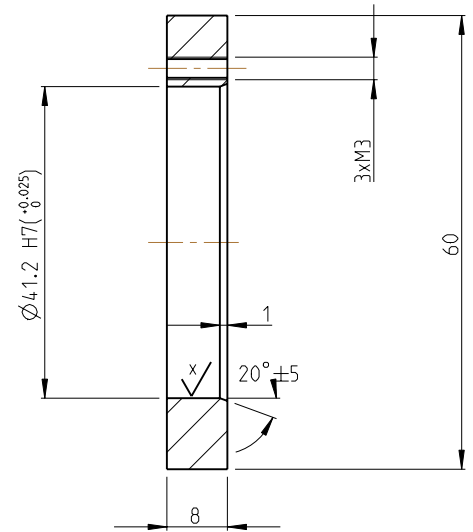
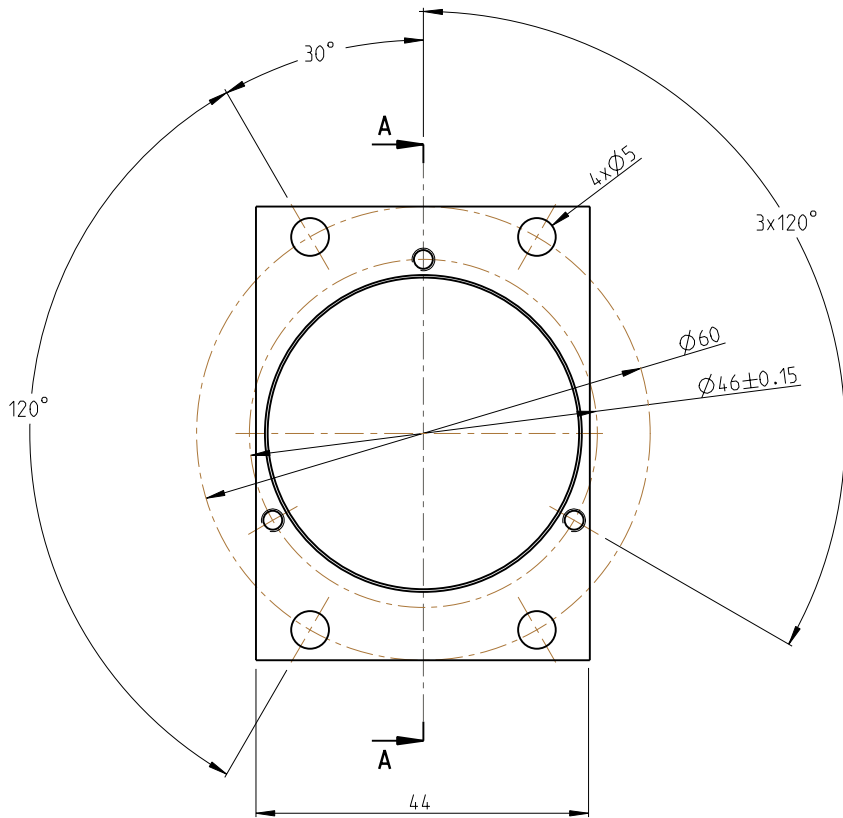


SCHNITT A-A

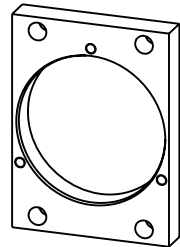


 DLR	DLR Oberpfaffenhofen Institute of Robotics and Mechatronics D-82234 Wessling  Tel: (+49) 08153/28-2400 Fax: -1134		General Tolerance: DIN2768-mK		DIN A4	M 2:1	Qty 0
			All Edges DIN 6784	Surface DIN ISO 1302	Material:  steel		
			Surface Treatment LN 9368				
All Rights Reserved - Copyright DIN 34			<div>installation tool for slide-ring</div> <div>DLR</div>				
created by	A. Kunz -3995	21-Sep-09 11:19:57 AM					
modified by	A. Kunz -3995	23-Sep-09 06:31:23 PM					
checked by							
			No: -				
			model:	INST-TOOL_TB-DH-RCP_SLIDE-RING.PART		Rev. A.1	Sheet
	Mass (AL_STD):	4.7 g	file:	INST-TOOL_TB-DH-RCP_SLIDE-RING.DRW		Rev. A.1	1/1

NAME:KUNZ\_AN OBJECT:CAP\_TB-DH-RCP\_INSERT-36 DATE:23-Sep-09 16:53:51





SCHNITT A-A

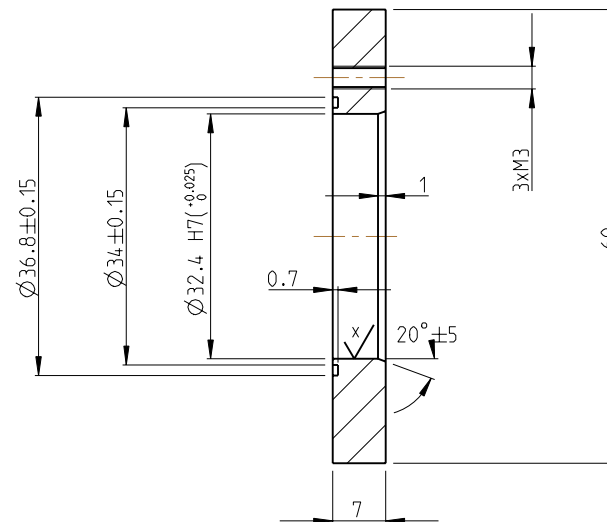

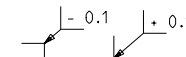


MASSSTAB 1:2

$\sqrt{x} = \sqrt{Rz 6.3}$   $\sqrt{-0.1} \sqrt{+0.1}$   $\sqrt{Rz 16}$

 DLR	DLR Oberpfaffenhofen Institute of Robotics and Mechatronics D-82234 Wessling  Tel: (+49) 08153/28-3995 Fax: -1134		General Tolerance: DIN2768-mK		DIN A4	M 1:1	Qty 0
			All Edges DIN 6784	Surface DIN ISO 1302	Material:  stainless steel		
			Surface Treatment LN 9368				
All Rights Reserved - Copyright DIN 34			<div>cap for insert 36</div> <div>DLR</div>				
created by	A. Kunz -3995	14-Sep-09 03:08:16 PM					
modified by	A. Kunz -3995	15-Sep-09 07:56:52 PM					
checked by							
			No: -				
			model:	CAP_TB-DH-RCP_INSERT-36.PART		Rev. A.1	Sheet
			file:	CAP_TB-DH-RCP_INSERT-36.DRW		Rev. A.1	1/1
Mass (AL_STD):			27.8 g				




$$\sqrt{x} = \sqrt{Rz \ 6.3}$$


DLR Oberpfaffenhofen  
Institute of Robotics  
and Mechatronics  
D-82234 Wessling

Tel: (+49) 08153/28-3995 Fax: -1134

General Tolerance: DIN2768-mK

DIN A4

M 1:1

Qty	0
-----	---

All Edges DIN 6784
--------------------

4	Surface DIN ISO 1302
---	----------------------

2	Material:
---	-----------

3/4	Surface Treatment	LN 9368
-----	-------------------	---------

stainless steel

All Rights Reserved - Copyright DIN 34

created by	Kunz Andreas
------------	--------------

15-Jul-09 02:42:46 PM

modified by	Kunz Andreas
-------------	--------------

16-Jul-09 05:04:15 PM

checked by

No:

—

model:	CAP_TB-DH-RCP_INSERT.PART
--------	---------------------------

Rev. A.1

Sheet

g	file:	CAP_TB-DH-RCP_INSERT.DRW
---	-------	--------------------------

Rev. A.1

1/1
-----

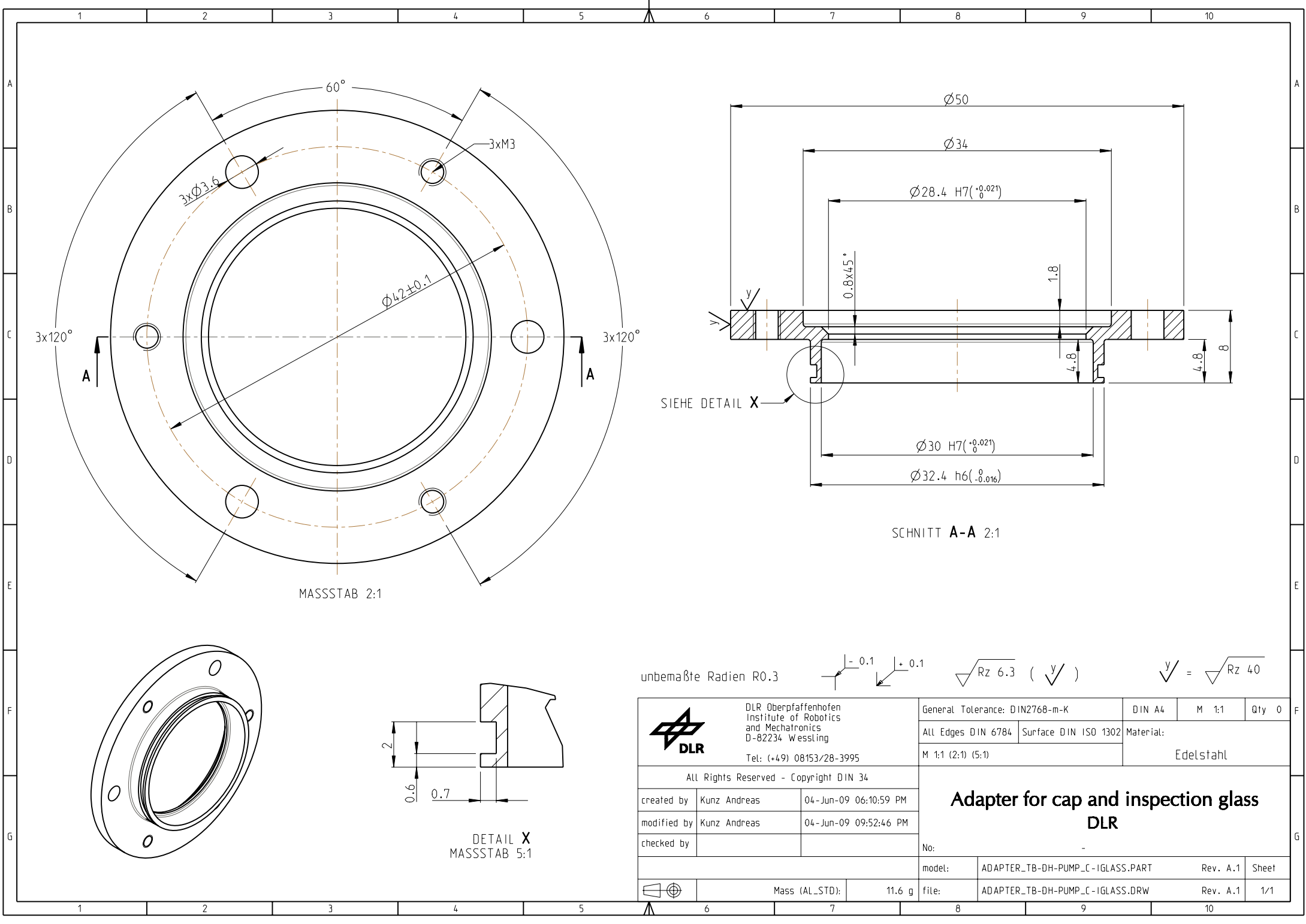
Mass (AL\_STD):

---

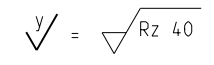
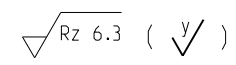
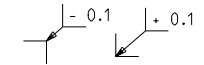
34.2 g



NAME:KUNZ\_AN OBJECT:CAP\_TB-DH-RCP\_INSERT DATE:21-Jul-09 13:15:37

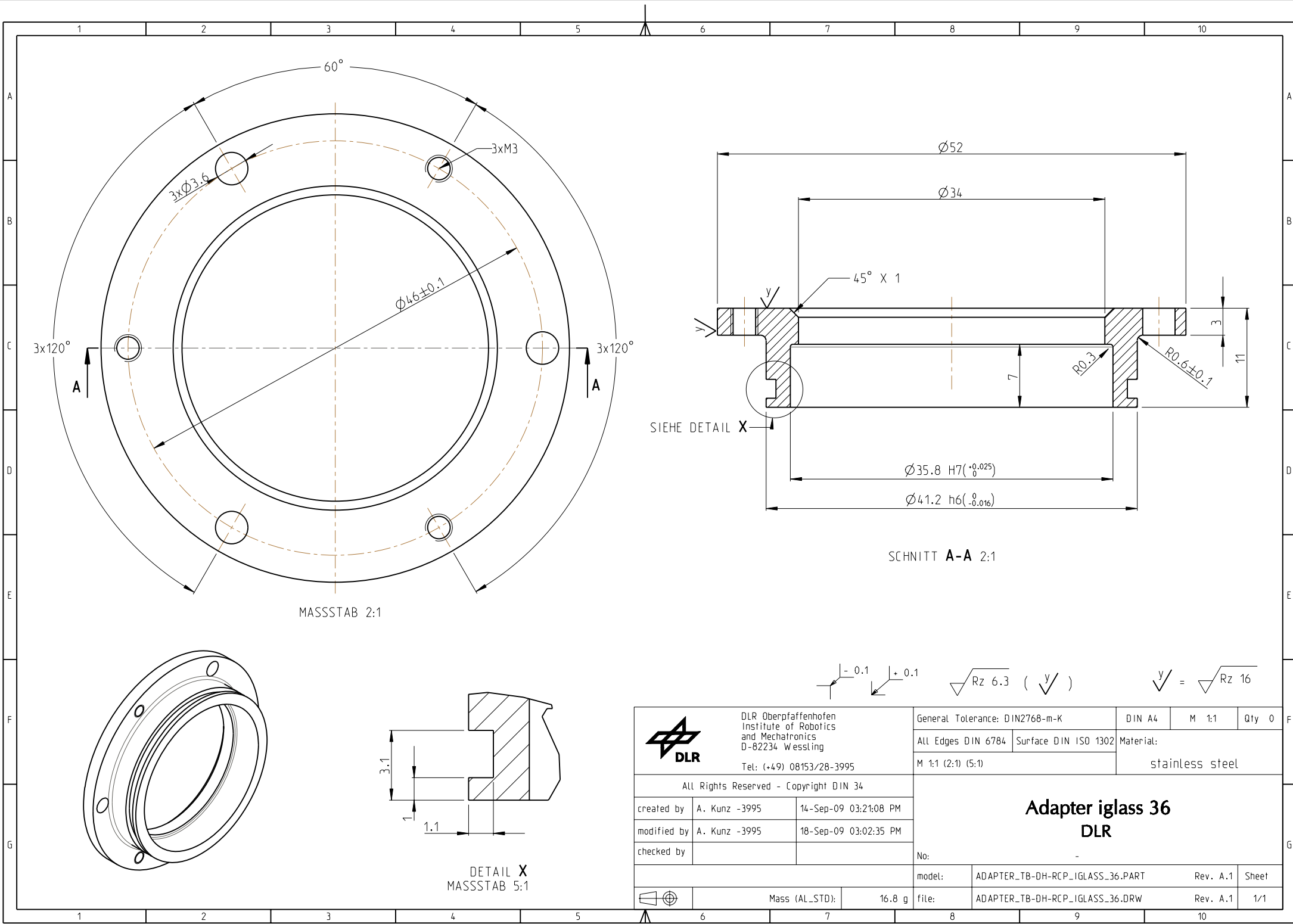
NAMEKUNZ\_AN OBJECT:ADAPTER\_TB-DH-PUMP\_C-GLASS DATE:09-Jun-09 09:38:47



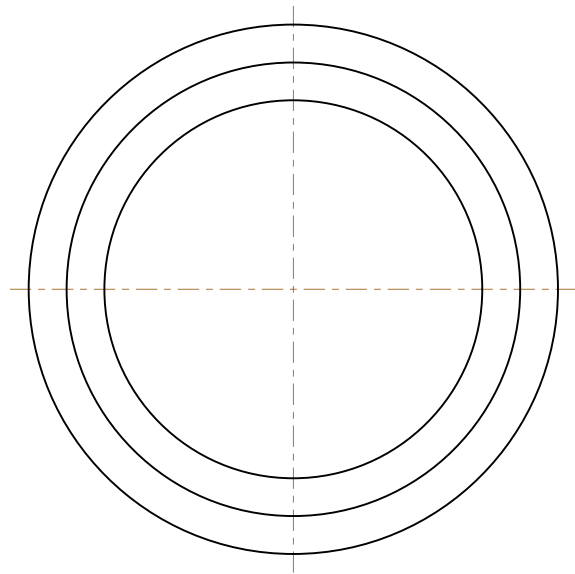
unbemaßte Radien R0.3



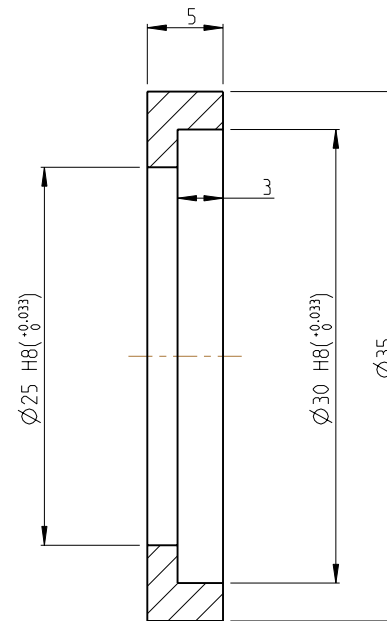
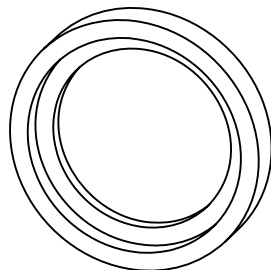
 DLR	DLR Oberpfaffenhofen Institute of Robotics and Mechatronics D-82234 Wessling  Tel: (+49) 08153/28-3995		General Tolerance: DIN2768-m-K		DIN A4	M 1:1	Qty 0
			All Edges DIN 6784	Surface DIN ISO 1302	Material:  Edelstahl		
			M 1:1 (2:1) (5:1)				
All Rights Reserved - Copyright DIN 34			<div>Adapter for cap and inspection glass</div> <div>DLR</div> <div>No: -</div> <div><div>model:</div><div>ADAPTER_TB-DH-PUMP_C-IGLASS.PART</div><div>Rev. A.1</div><div>Sheet</div></div> <div><div>file:</div><div>ADAPTER_TB-DH-PUMP_C-IGLASS.DRW</div><div>Rev. A.1</div><div>1/1</div></div>				
created by	Kunz Andreas	04-Jun-09 06:10:59 PM					
modified by	Kunz Andreas	04-Jun-09 09:52:46 PM					
checked by							
<div></div> <div>Mass (AL_STD):</div> <div>11.6 g</div>							



NAMEKUNZ\_AN OBJECT:INST-TOOL\_TB-DH-RCP\_GLASS DATE:21-Sep-09 14:27:52



MASSTAB 2:1



SCHNITT A-A



DLR Oberpfaffenhofen  
Institute of Robotics  
and Mechatronics  
D-82234 Wessling

Tel: (+49) 08153/28-2400 Fax: -1134

All Rights Reserved - Copyright DIN 34

created by A. Kunz -3995 21-Sep-09 02:16:53 PM

modified by A. Kunz -3995 21-Sep-09 02:16:53 PM

checked by



Mass (AL\_STD):

4.8 g

General Tolerance: DIN7168-f-R

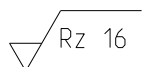
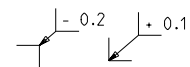
All Edges DIN 6784

Surface DIN ISO 1302

Surface Treatment LN 9368

Material:

Al Legierung

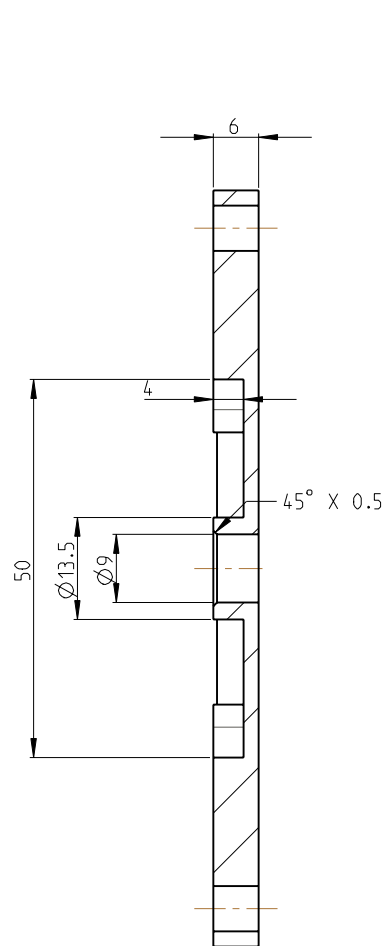


installation tool for iglass  
DLR

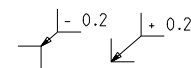
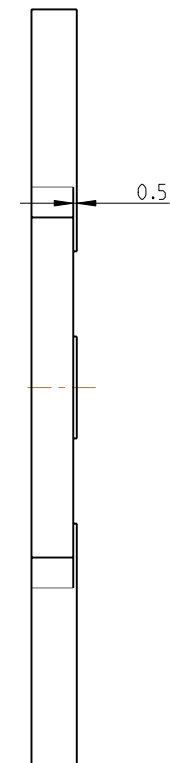
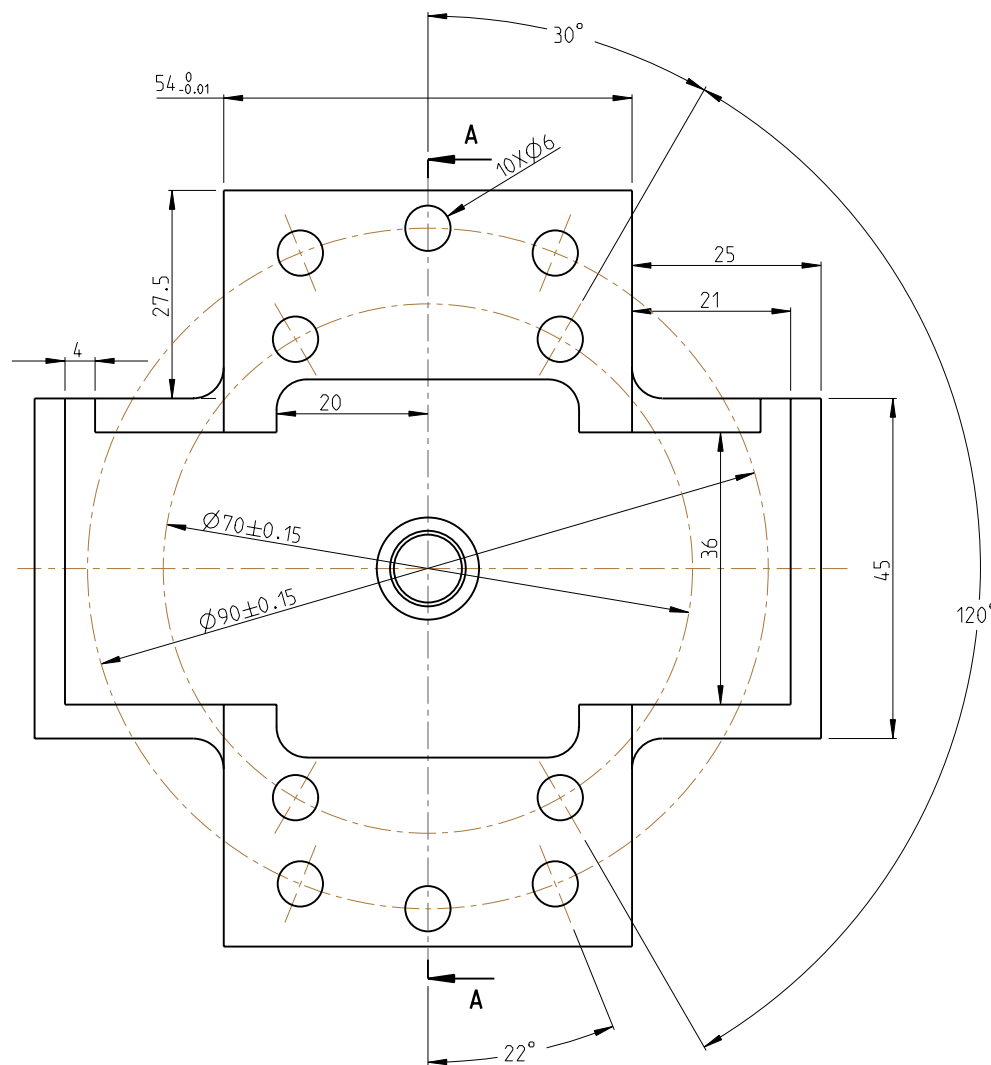
No: -

model: INST-TOOL\_TB-DH-RCP\_IGLASS.PART Rev. C.6 Sheet

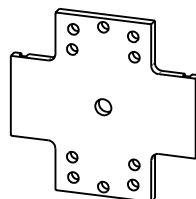
file: INST-TOOL\_TB-DH-RCP\_IGLASS.DRW Rev. A.1 1/1



SCHNITT A-A



all non-dimensioned radius R4



MASSSTAB 1:4



DLR Oberpfaffenhofen  
Institute of Robotics  
and Mechatronics  
D-82234 Wessling

Tel: (+49) 08153/28-2400 Fax: -1134

All Rights Reserved - Copyright DIN 34

created by A. Kunz -3995 14-Sep-09 07:38:58 PM

modified by A. Kunz -3995 15-Sep-09 09:17:53 PM

checked by



Mass (AL\_STD):

79.6 g

General Tolerance: DIN7168-fS

DIN A4

M 1:1

Qty 0

All Edges DIN 6784

Surface DIN ISO 1302

Material:

Surface Treatment LN 9368

Al Legierung

bufferdisc LED-Cooler  
DLR

No: -

model: BUFFERDISC\_TB-DH-RCP\_LED-COOLER.PART

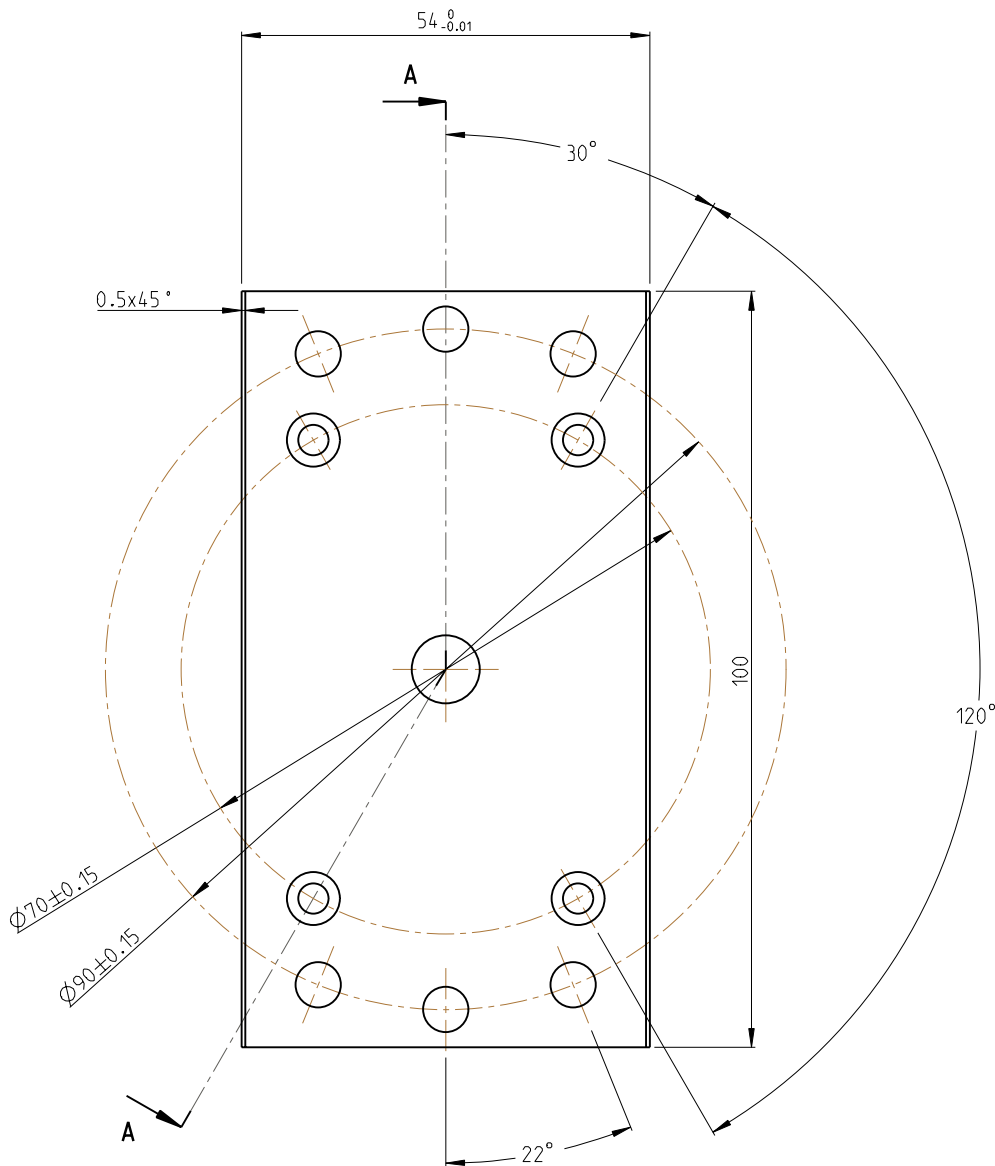
Rev. A.1

Sheet

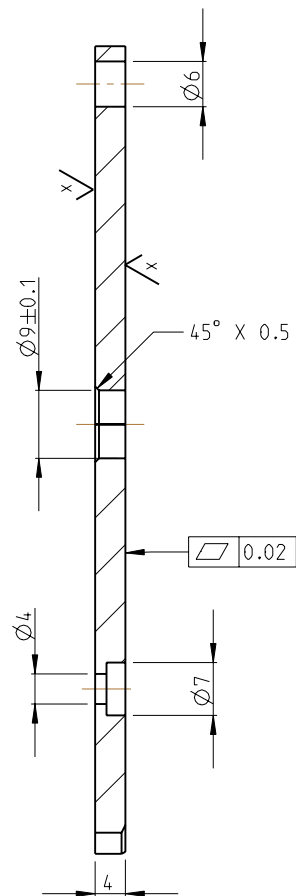
file: BUFFERDISC\_TB-DH-RCP\_LED-COOLER.DRW

Rev. A.1

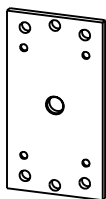
1/1



transparent view



SCHNITT A-A





MASSSTAB 1:4

✓ = polished

- 0.1 + 0.1

Rz 16

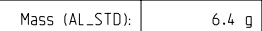
	DLR Oberpfaffenhofen Institute of Robotics and Mechatronics D-82234 Wessling		General Tolerance: DIN7168-mS		DIN A4	M 1:1	Qty 1
	Tel: (+49) 08153/28-3995 Fax: -1134		All Edges DIN 6784	Surface DIN ISO 1302	Material:  Makrolon diffus		
			Surface Treatment LN 9368				
All Rights Reserved - Copyright DIN 34			<div>buffer disc perspex</div> <div>DLR</div>				
created by	A. Kunz -3995	14-Sep-09 07:15:09 PM					
modified by	A. Kunz -3995	18-Sep-09 06:25:18 PM					
checked by							
			No: -				
			model:	BUFFERDISC_TB-DH-RCP_PERSPEX.PART		Rev. A.1	Sheet
	Mass (AL_STD):	57.4 g	file:	BUFFERDISC_TB-DH-RCP_PERSPEX.DRW		Rev. A.1	1/1



Tel: (+49) 08153/28-2400 Fax: -1134

All Rights Reserved - Copyright DIN 34

created by	A. Kunz -3995	25-Sep-09 11:27:17 AM
modified by	A. Kunz -3995	25-Sep-09 11:28:27 AM
checked by		



General Tolerance: DIN7168-f-R		DIN A4	M 1:1	Qty 2
All Edges DIN 6784		Surface DIN ISO 1302		
Surface Treatment LN 9368		Material: Makrolon diffus		

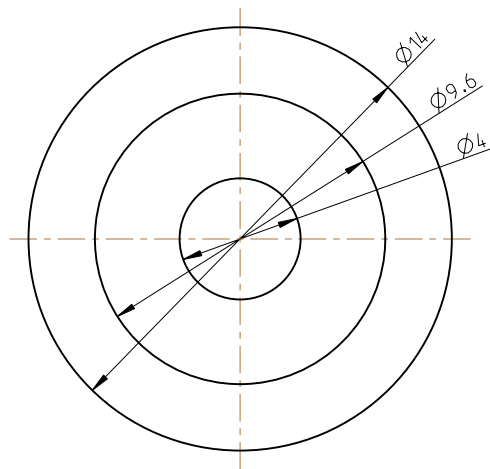
plate perspex  
DLR

No: -

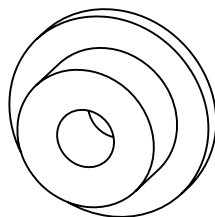
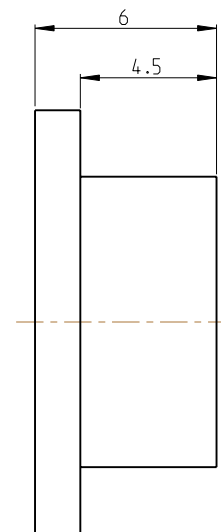
model:	PLATE_TB-DH-RCP_PERSPEX.PART	Rev. A.1	Sheet
--------	------------------------------	----------	-------



g	file:	PLATE_T-B-DH-RCP_PERSPEX.DRW	Rev. A.1	1/1
---	-------	------------------------------	----------	-----

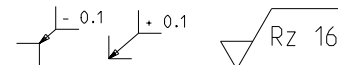
NAME:KUNZ\_AN OBJECT:LOCK\_TB-DH-RCP\_INSERT-P-AX DATE:23-Sep-09 14:45:56



MASSSTAB 4:1

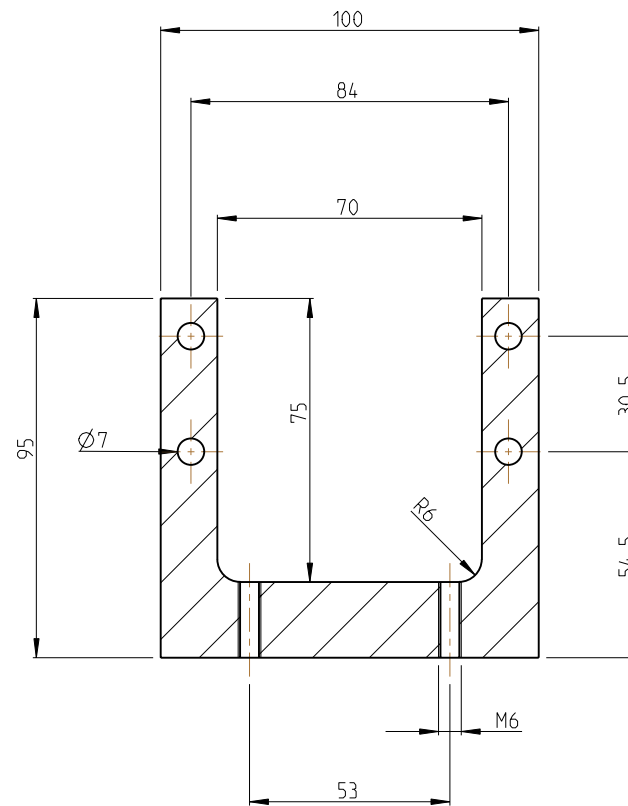
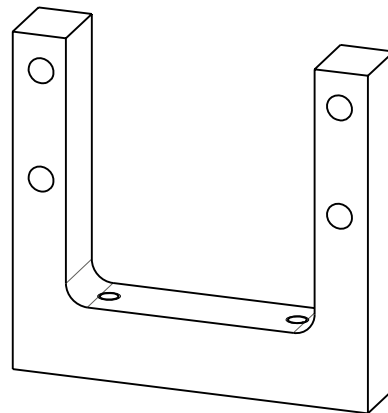


	DLR Oberpfaffenhofen Institute of Robotics and Mechatronics D-82234 Wessling  Tel: (+49) 08153/28-2400 Fax: -1134		General Tolerance: DIN2768-mK		DIN A4	M 2:1	Qty 0
			All Edges DIN 6784	Surface DIN ISO 1302	Material:  Al Legierung		
			Surface Treatment LN 9368				
All Rights Reserved - Copyright DIN 34			<div>lock for insert-p-ax</div> <div>DLR</div>				
created by	A. Kunz -3995	15-Sep-09 08:18:17 PM					
modified by	A. Kunz -3995	23-Sep-09 02:44:58 PM					
checked by			No: -				
			model:	LOCK_TB-DH-RCP_INSERT-P-AX.PART		Rev. A.1	Sheet
	Mass (AL_STD):	1.4 g	file:	LOCK_TB-DH-RCP_INSERT-P-AX.DRW		Rev. A.1	1/1





NAMEKUNZ\_AN OBJECT:0000156613 DATE:06-Aug-09 14:58:10



SCHNITT A-A



DLR Oberpfaffenhofen  
Institute of Robotics  
and Mechatronics  
D-82234 Wessling

Tel: (+49) 08153/28-2400 Fax: -1134

All Rights Reserved - Copyright DIN 34

created by		06-Aug-09 02:56:40 PM
modified by		06-Aug-09 02:56:40 PM
checked by		



Mass (AL\_STD): 232.5 g

General Tolerance: DIN7168-mK

All Edges DIN 6784

Surface DIN ISO 1302

Surface Treatment LN 9368

Material:

Al Legierung

**bracket**  
**DLR**

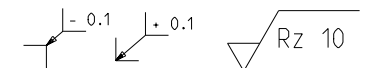
No: -

model: BRACKET\_TB-DH-RCP-CU.PART

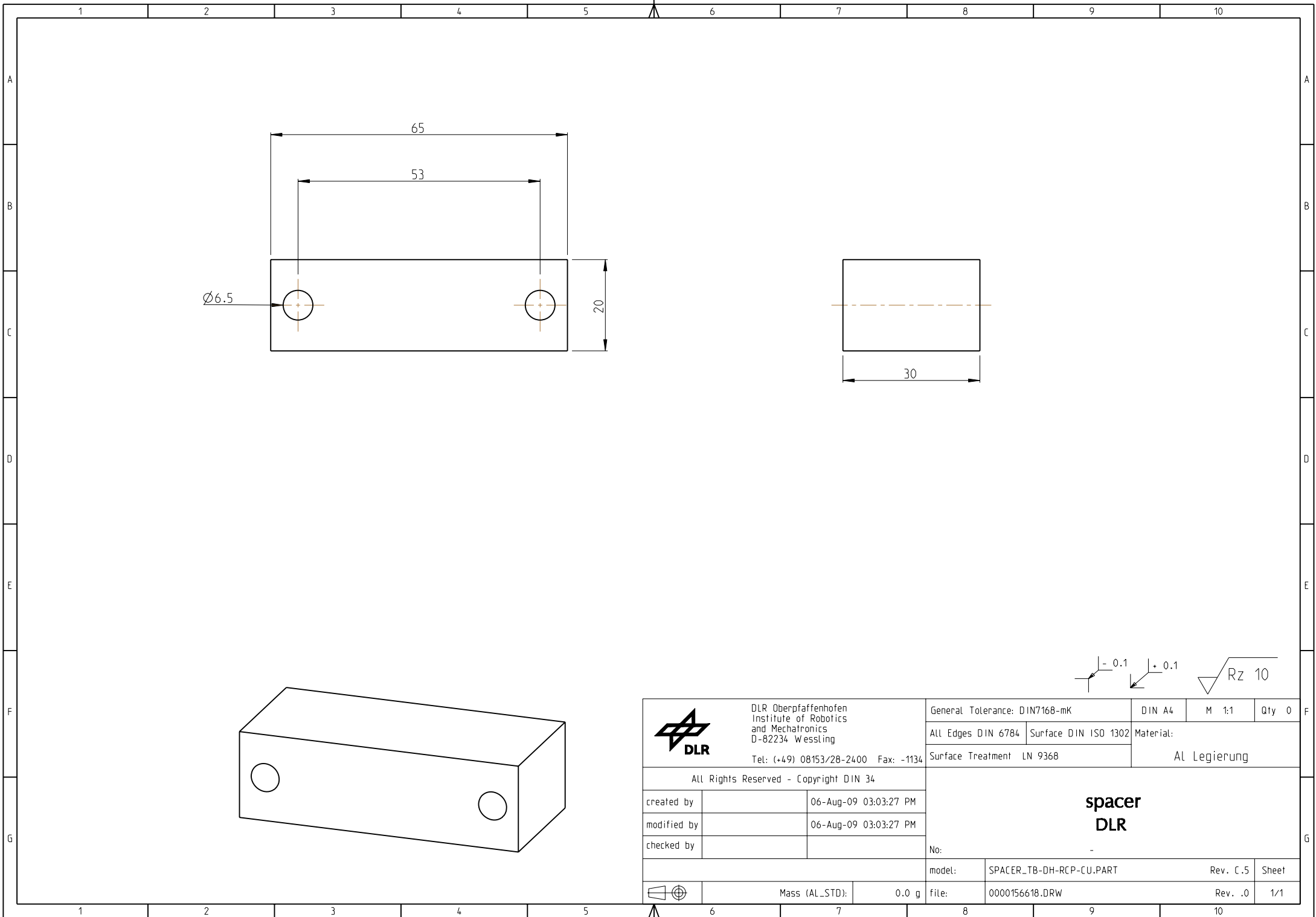
file: 0000156613.DRW



Rev. A.1 Sheet




Rev. .0 1/1

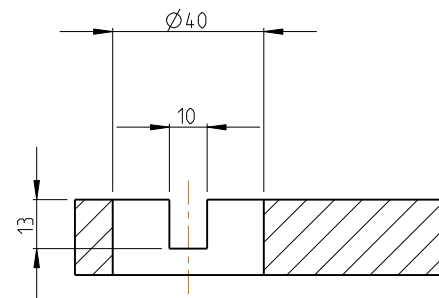
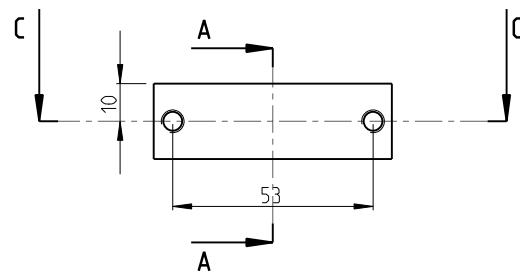


NAMEKUNZ\_AN OBJECT:0000156618 DATE:06-Aug-09 15:03:42

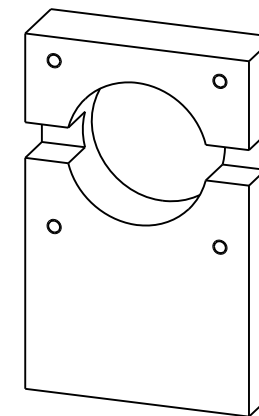


<div></div> <div>DLR Oberpfaffenhofen Institute of Robotics and Mechatronics D-82234 Wessling Tel: (+49) 08153/28-2400 Fax: -1134</div>			General Tolerance: DIN7168-mK			DIN A4	M 1:1	Qty 0
			All Edges DIN 6784		Surface DIN ISO 1302	Material:		
			Surface Treatment LN 9368		Al Legierung			
All Rights Reserved - Copyright DIN 34			<div>spacer</div> <div>DLR</div> <div>No: -</div>					
created by		06-Aug-09 03:03:27 PM						
modified by		06-Aug-09 03:03:27 PM						
checked by								
			model:	SPACER_TB-DH-RCP-CU.PART			Rev. C.5	Sheet
	Mass (AL_STD):	0.0 g	file:	0000156618.DRW			Rev. .0	1/1

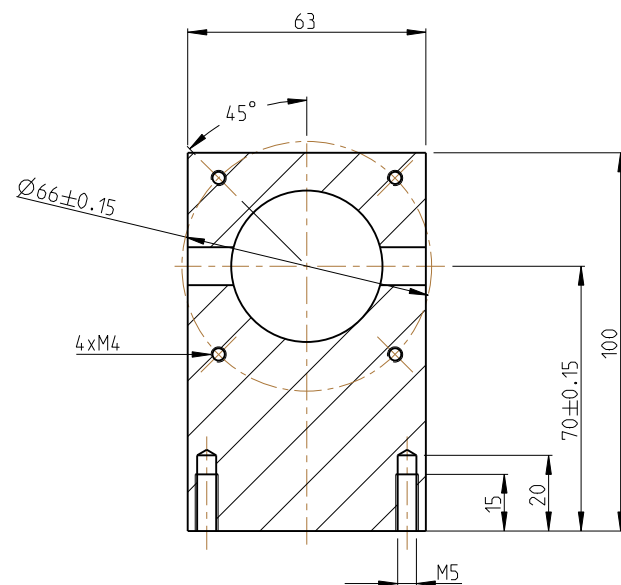
 - 0.1  + 0.1  Rz 10



SCHNITT A-A



MASSSTAB 1:2



SCHNITT C-C



DLR Oberpfaffenhofen  
Institute of Robotics  
and Mechatronics  
D-82234 Weßling

Tel: (+49) 08153/28-3995 Fax: -1134

All Rights Reserved - Copyright DIN 34

created by	A. Kunz -3995	22-Oct-09 01:43:22 PM
modified by	A. Kunz -3995	29-Oct-09 10:00:42 AM
checked by		



Mass (AL\_STD): 282.0 g

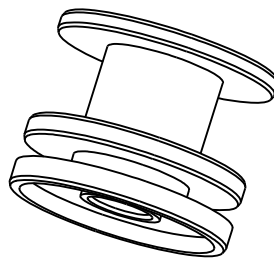
General Tolerance: DIN2768-mK		DIN A4	M 1:2	Qty 1	
All Edges DIN 6784		Material:  Al Legierung			
34					
bracket rdrive M50 DLR					
No: -					
model:		BRACKET_TB-DH-RDRIVE-M50.PART		Rev. A.1	Sheet
file:		BRACKET_TB-DH-RDRIVE-M50.DRW		Rev. A.1	1/1



**bracket rdrive M50**  
**DLR**

# Anhang C

Baugruppen- und Einzelteilzeichnungen der  
Motorkomponenten für den Versuchsstandsmotor  
*RoboDrive M50x14*

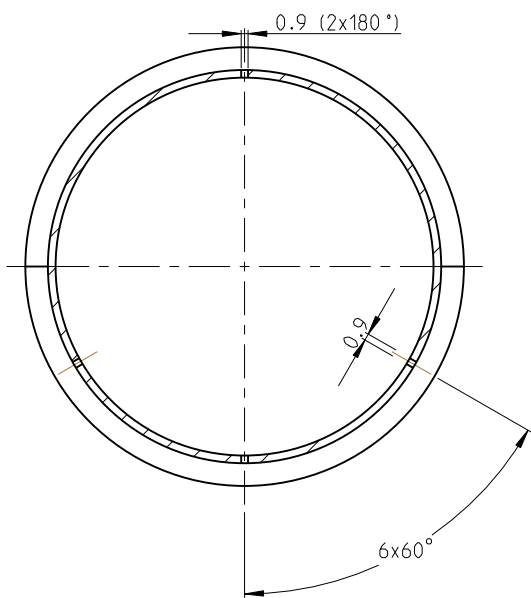




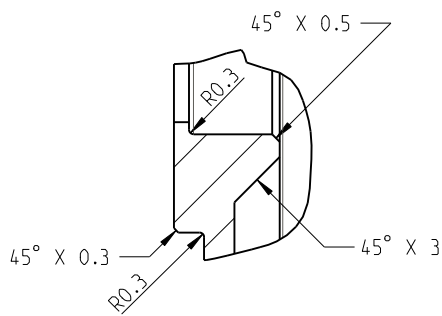
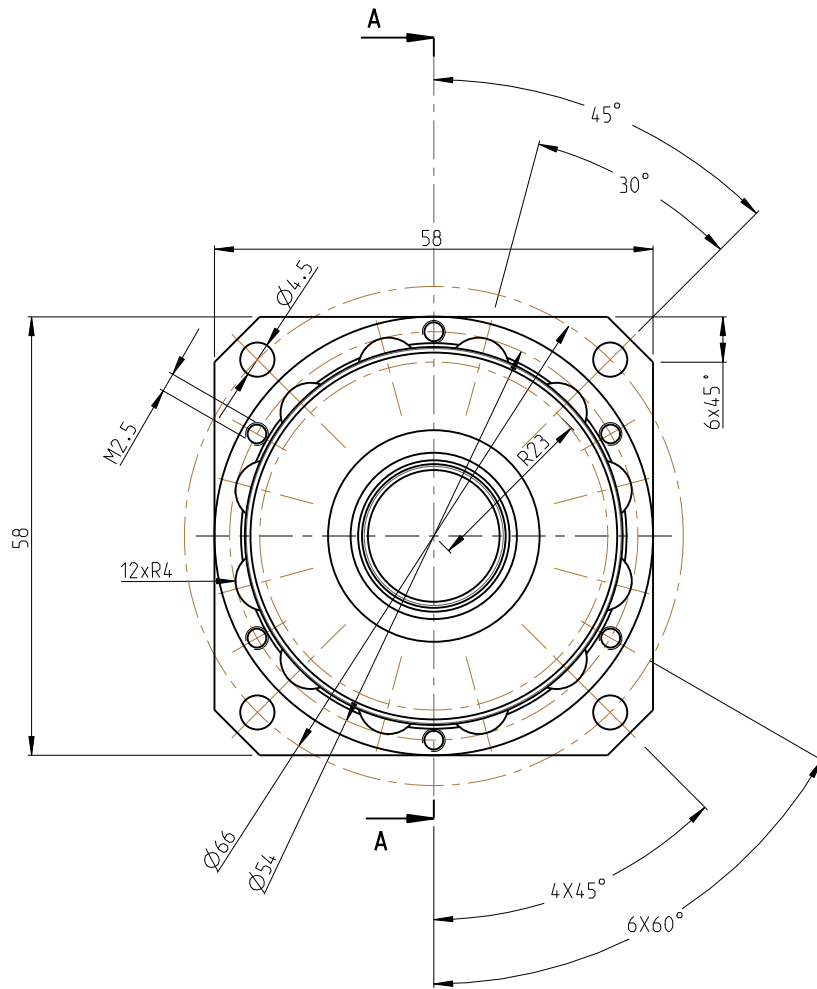
	DLR Oberpfaffenhofen Institute of Robotics and Mechatronics D-82234 Wessling		General Tolerance: DIN2768-mK		DIN A4	M 1:1	Qty 10
	Tel: (+49) 08153/28-3995 Fax: -1134		All Edges DIN 6784		Material:		
			ENAW -7075				
All Rights Reserved - Copyright DIN 34			<b>Holder for rotor robodrive m50x14</b> <b>DLR</b>				
created by	A. Kunz -3995	02-Oct-09 11:08:17 AM					
modified by	A. Kunz -3995	28-Oct-09 09:15:39 AM					
checked by			No:	-			
			model:	HOLDER_TB-DH-RD_ROT0R-M50.PART	Rev. ---	Sheet	
	Mass (ALCUMGPB_F34):	17.5 g	file:	HOLDER_TB-DH-RD_ROT0R-M50.DRW	Rev. A.1	1/1	



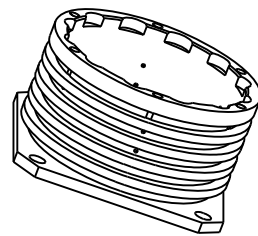
NAMEKUNZ\_AN OBJECT-CASING\_TB-DH-RD\_M50 DATE:28-Oct-09 10:13:12



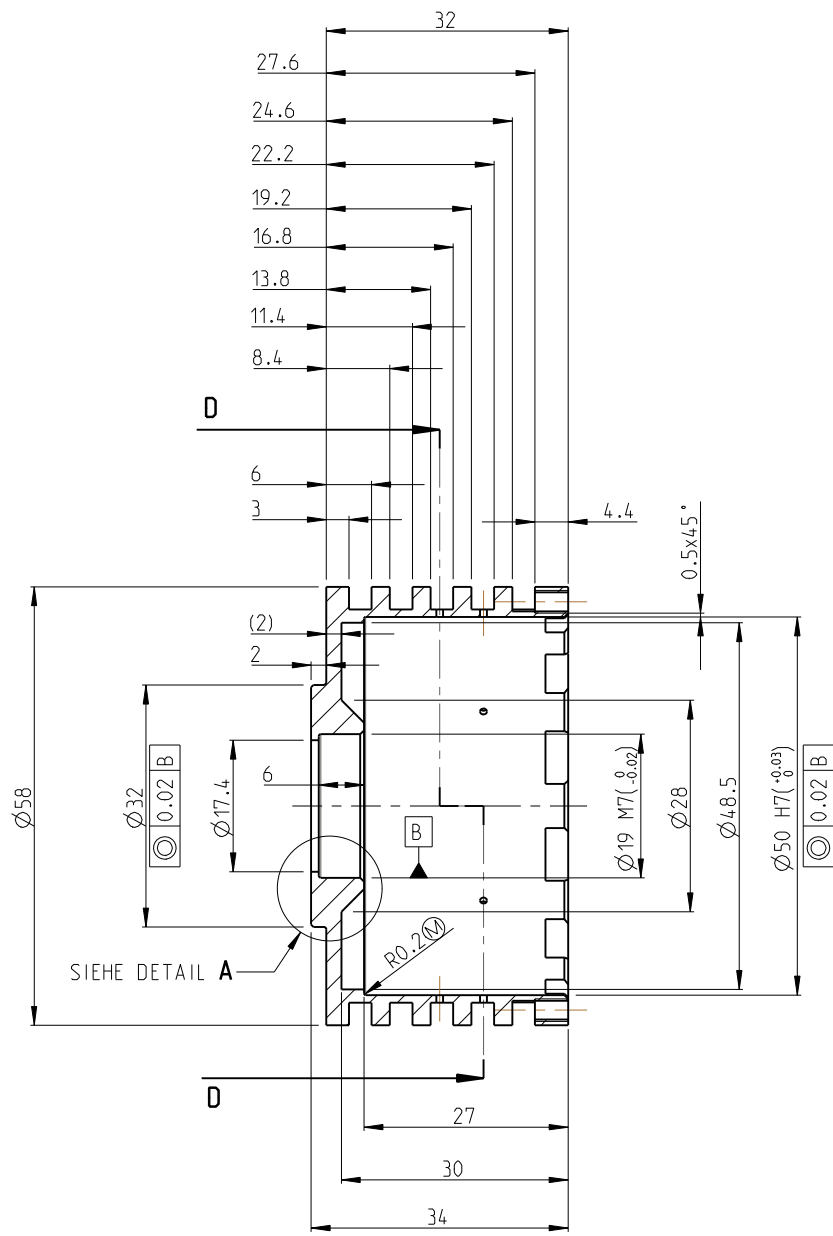
SCHNITT D-D



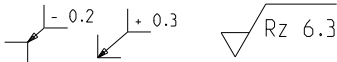
DETAIL A  
MASSSTAB 2:1





MASSSTAB 1:2



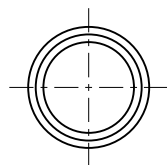
SCHNITT A-A



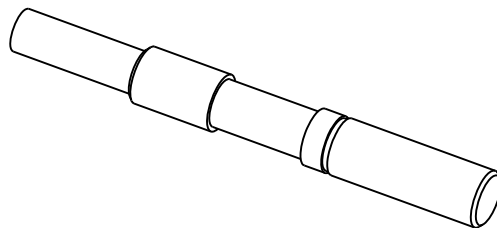
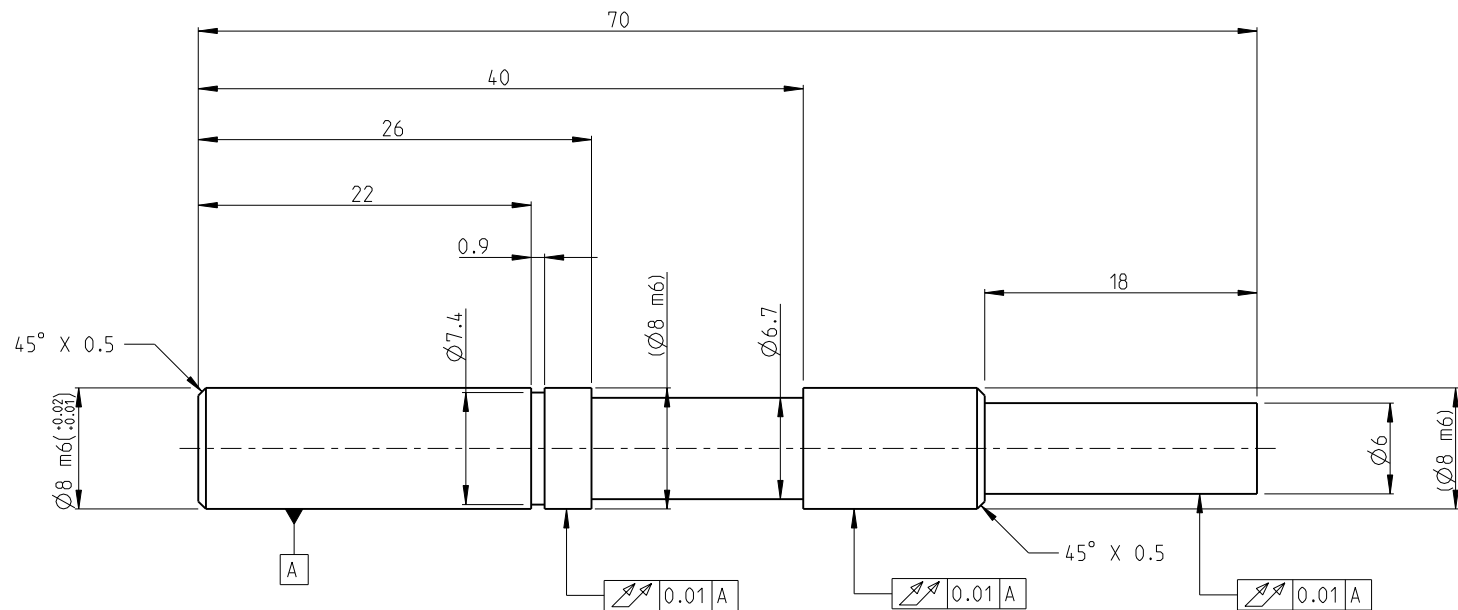
 <b>DLR</b>	DLR Oberpfaffenhofen Institute of Robotics and Mechatronics D-82234 Weßling Tel: (+49) 08153/28-3995 Fax: -1134		General Tolerance: DIN2768-fH		DIN A3	M 1:1	Qty 10
	All Rights Reserved - Copyright DIN 34		All Edges DIN 6784		Material:  ENAW -7075		
created by A. Kunz -3995		01-Oct-09 05:44:42 PM	<b>casing robodrive M50x14</b> <b>DLR</b>				
modified by A. Kunz -3995		20-Oct-09 01:50:47 PM					
checked by							
			No: -				
			model: CASING_TB-DH-RD_M50.PART		Rev. A.1		Sheet
			Mass (AL_STD): 58.6 g		file: CASING_TB-DH-RD_M50.DRW		Rev. A.1 1/1



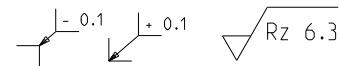
NAMEKUNZ\_AN OBJECT:SHAFT\_TB-DH-RD\_M50 DATE:28-Oct-09 10:23:27





MASSSTAB 2:1



Zentrierbohrungen möglich



 DLR	DLR Oberpfaffenhofen Institute of Robotics and Mechatronics D-82234 Wessling			General Tolerance: DIN2768-mK		DIN A4	M 1:1	Qty 10
	Tel: (+49) 08153/28-3995 Fax: -1134			All Edges DIN 6784		Material:  stainless steel		
All Rights Reserved - Copyright DIN 34				<div>shaft robodrive M50x14</div> <div>DLR</div>				
created by	A. Kunz -3995	02-Oct-09 09:08:20 AM						
modified by	A. Kunz -3995	28-Oct-09 08:40:32 AM						
checked by								
				No:	-			
				model:	SHAFT_TB-DH-RD_M50.PART		Rev. A.1	Sheet
	Mass (AL_STD):	8.3 g		file:	SHAFT_TB-DH-RD_M50.DRW		Rev. A.1	1/1

# Anhang D: Datenträger für digitale Medien

## Inhalt:

- ☐ Pumpenkomponenten (Datenblätter)
- ☐ Motorkomponenten (Datenblätter)
- ☐ Silikonöle (Datenblätter)
- ☐ Messdaten
- ☐ Photos Versuchsstand
- ☐ Videos Versuchsstand
- ☐ Technische Zeichnungen (PDF-Format)
- ☐ CAD-Dateien

Projektname:	testbench-dualis_hydro-roll_cell_pump (TB-DH-RCP)
CAD-System:	Pro/Engineer® Wildfire 4.0 (Student Edition)
CAD-Modell (Assembly):	tb-dh-rcp.asm
Bauteilliste:	Uebersicht_Variantenteile.xls